



Universidad
Carlos III de Madrid

PROYECTO FIN DE CARRERA

CARACTERIZACIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR DE UN SECADERO SOLAR EN NICARAGUA

Autora: Lucía Blanco Cano

Tutor: Ulpiano Ruiz Rivas

Director: René Martín Miranda Urbina

Leganés, junio de 2011

Título: CARACTERIZACIÓN, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL
COLECTOR DE UN SECADERO SOLAR EN NICARAGUA

Autora: Lucía Blanco Cano

Tutor: Ulpiano Ruiz Rivas.

Director: René Martín Miranda Urbina

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____
de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la
Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

A mi hermano

AGRADECIMIENTOS

A Jorge, Paloma, Papo, Mari y Diego.

A Ulpiano, René y a todo mi profesorado de la UC3M (exceptuando dos o tres...)

A Lau, Sonsoles, Myri, Soro, Lu, Eli, Mihai, Anita, Cris, Jau, Davoid, Kikos, Emilio, Kike, Perry, Pilara y Cheche.

A Irene, Jor, Samu, Carlos S.S., Fer, Fer N., Fer220, Andrea, Bego, Rael, Raquel, Poty, Fabio y todos los de UC3M compañeros de carrera (de fondo...)

Peibol, Jimbo, Torete, Pijo, Jimmy, Sandra, Pilar, Disco, Sete, Paquito, Ausín, Nachocho, Troncho, Guille, Anaya, Vera y todos los molineros, por hacer las resacas más llevaderas. A los del parque.

Ingrid, Antonio, Xavi, Aaron, Guille, Greylin, Jeanette, Edna, David B., Brianna, Hazel, Mehtap, Sebastián, Steven, Jean Pierre, Sandra, Norzi, Victor, Jordi, Machete, Isaac, Alfonso, Johanna, Valeska, Adam, Matthew, Landon, Mauricio, Sheridan, Karen, Danielle, Elise, Benoit, Martin, Marie Hélène, Juancito, Jeison, Casita, Masaya, Ronaldo, Frank. Todos los que habéis hecho Nicaragua. Charline, Karin, Mariana, Marion, Hélène, Pascal y todos los de Canadá, por hacerla menos fría. Jorge, None, Javi, Julio. Saharais.

Elena, Ángeles, Sandra, Nacho, Gloria, Maripi, Alberto y familia.

A los que me dejo que me hayáis sacado una sonrisa. O una risa. A los que ya no están.

A los poquitos que no dudaron de mí.

A los que cuidan el planeta, o lo que queda de él.

A las mujeres luchadoras.

A todos los que me habéis aguantado.

RESUMEN

El secado de productos agrícolas es de gran importancia en países en vías de desarrollo. La mayoría de estos países se ubican en la zona tropical del planeta, donde la humedad ambiente es muy alta y los productos precisan de secado para su procesado. El uso de secaderos solares se está extendiendo mucho en estas regiones por su independencia del suministro eléctrico, que no siempre está garantizado, además de porque en estas regiones, por su localización geográfica, existe alta disponibilidad de energía solar.

La Universidad Carlos III de Madrid y la Universidad Nacional de Nicaragua UNAN – FAREM de Estelí han estado trabajando en conjunto en el desarrollo de este tipo de instalaciones. En concreto, la instalación de la que disponen trata de un secadero solar de tipo pasivo (esto es, su única fuente de energía es el sol) destinado a secar madera. El secadero consta de un colector solar que recibe radiación y transmite calor en forma de convección natural al aire contenido en su interior, haciendo que fluya al interior de la cámara de secado ubicada aguas abajo de la corriente. Al aumentar la temperatura del aire su punto de saturación aumentará, admitiendo más vapor de agua. Dicho vapor provendrá del albergado en la madera, que con el aumento de temperatura aumentará su presión de vapor igualándola con la del ambiente y se evaporará.

El presente trabajo se centrará en el colector solar de este tipo de instalaciones. Se estudiará el comportamiento de la corriente en el colector de ambas instalaciones con el objetivo de caracterizarlas, compararlas y crear un diseño que optimice los valores de los parámetros de la corriente según lo requiera el proceso de secado.

Con ese fin se creará además un modelo matemático teórico que estudia el comportamiento fluidotermodinámico de la corriente en el colector en función del clima, la posición geográfica y la geometría del colector, entre otros. El modelo se basa en un balance energético en el colector, y haciendo uso de las ecuaciones de transferencia de calor permite conocer los parámetros de la corriente a la salida del colector en función de los datos mencionados. Dicho modelo se programará en MathCad, permitiendo así el cambio en los valores de los mencionados factores para ver su influencia en los resultados. Gracias a las medidas experimentales se respaldará dicho modelo y se probará que sus resultados son razonables, pudiendo hacer uso de él para buscar el diseño óptimo del nuevo colector.

Tras decidir el diseño óptimo del nuevo colector se procede a su construcción, para posteriormente caracterizarlo con medidas experimentales y comprobar si se obtienen los resultados esperados.

PALABRAS CLAVE:

Secadero solar, energía solar, convección natural, canal inclinado, secado solar en Nicaragua, modelo teórico para convección natural, colector solar.

ABSTRACT

The drying of agricultural products is of great importance to developing countries. Most of these countries are located in tropical areas in environments where humidity is very high and products need to be dried for processing. The use of solar dryers is growing quickly in these regions due to its independence from electric supply which is not always available, besides the ease to find solar energy in those locations on the Earth.

The University Carlos III de Madrid and the National University of Nicaragua UNAN- FAREM of Estelí have been working together to develop these types of installations. Specifically, the installations that they have established are passive solar dryers (i.e. their only source of energy is the sun) with the purpose of drying wood. The dryer has a solar collector that receives radiation and transmits heat by means convection into the air contained in the unit, forcing it to flow into the drying chamber located downstream. By increasing the temperature of the air, the point of saturation increases as well, allowing more steam to be absorbed from the wood. As the temperature increases the partial pressures of the water contained in the wood matches that of the air causing evaporation.

The work being developed will be focused on the solar collector of these types of dryers. This research will examine the behaviour of the stream inside each of solar collectors for both universities in the aim of observing their performance, comparing them, and creating a design to optimize the parameters of the stream for the requirement of drying process.

With this target a theoretical mathematical model will be created to check the fluidthermodynamic behaviour as a function of climate, location, and geometry of the collector. The model is based on an energetic balance in the collector, and using equations of heat transfer gives as output the parameters of the air at the end of the collector as a function of the mentioned input data. This model will be programmed in MathCad which allows changes in input data to check its influence in the results. The experimental measures will back up this model proving that the results are logical. This model can be used to find optimal design of the new collector

Once a design has been chosen the collector can be built. The parameters can be measured to check if they match the theoretical expected results.

KEY WORDS:

Solar dryer, solar energy, natural convection, inclined channels, solar drying in Nicaragua, theoretical model for natural convection, solar collector.

ÍNDICE GENERAL

1	INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1	INTRODUCCIÓN	1
1.2	OBJETIVOS	2
1.3	FASES DE DESARROLLO	3
1.4	MEDIOS.....	4
1.5	ESQUEMA DE LA MEMORIA.....	4
2	INTRODUCCIÓN TÉCNICA	7
2.1	TRANSFERENCIA DE CALOR.....	7
2.1.1	INTRODUCCIÓN A LA TRANSFERENCIA DE CALOR... 7	7
2.1.1.1	<i>Conducción.....</i>	7
2.1.1.2	<i>Convección.....</i>	8
2.1.1.3	<i>Radiación.....</i>	8
2.1.2	TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN	8
2.1.2.1	<i>Convección forzada.....</i>	9
2.1.2.2	<i>Convección libre o natural</i>	9
2.1.2.3	<i>Capa límite de convección natural.....</i>	9
2.1.2.4	<i>Flujo laminar y turbulento.....</i>	12
2.1.2.5	<i>Ecuaciones para la convección natural</i>	12
2.1.3	TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN.....	16
2.2	ENERGÍA SOLAR.....	17
2.2.1	INTRODUCCIÓN	17
2.2.2	EL SOL	18
2.2.3	INFLUENCIA DE LA POSICIÓN DEL SOL Y LA TIERRA. ÁNGULOS SOLARES.	19
2.2.4	ENERGÍA SOLAR TÉRMICA	21
2.3	PSICROMETRÍA.....	21
2.4	SECADEROS SOLARES Y APLICACIONES	23
2.4.1	INTRODUCCIÓN AL SECADO.....	23
2.4.2	SECADEROS SOLARES	24
2.4.2.1	<i>Según la temperatura de secado:.....</i>	24
2.4.2.2	<i>Según el uso de una fuente auxiliar de energía:.....</i>	25
2.4.2.3	<i>Según el empleo de la radiación solar.....</i>	26
2.4.3	EL COLECTOR SOLAR DE UN SECADERO	28
2.4.4	APLICACIONES	29
2.5	SECADO DE LA MADERA	30
2.5.1	INTRODUCCIÓN A LA MADERA.....	30
2.5.2	HUMEDAD EN LA MADERA	31
2.5.3	IMPORTANCIA DEL SECADO DE LA MADERA	32
2.5.4	PROCESO DE SECADO DE LA MADERA	33
3	INTRODUCCIÓN SITUACIONAL	35
3.1	NICARAGUA.....	35
3.1.1	BREVE RESEÑA HISTÓRICA	36
3.1.2	CLIMA EN NICARAGUA.....	37
3.2	COOPERACIÓN INTERNACIONAL AL DESARROLLO.....	40
3.2.1	ITRODUCCIÓN A LA COOPERACION. DEFINICIÓN ...	40
3.2.2	PAISES EN VÍAS DE DESARROLLO	40

3.2.3	HISTORIA DE LA COOPERACIÓN INTERNACIONAL..	40
3.2.4	COOPERACIÓN ESPAÑOLA.....	41
3.2.5	COOPERACIÓN ESPAÑOLA EN NICARAGUA.....	42
3.2.5.1	<i>Situación de Nicaragua y Vulnerabilidad</i>	42
3.2.5.2	<i>Desarrollo en Nicaragua: fortalezas, debilidades, oportunidades y amenazas.....</i>	43
3.2.5.3	<i>Objetivos estratégicos y líneas de Cooperación:.....</i>	43
3.3	ADECUACIÓN DEL PROYECTO A LOS OBJETIVOS DE LA COOPERACIÓN	44
3.3.1	SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS EN NICARAGUA	44
3.3.2	JUSTIFICACIÓN DEL USO DE SECADEROS SOLARES.....	45
4	DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES	46
4.1	FUNDAMENTO DE LAS INSTALACIONES.....	46
4.2	COMPORTAMIENTO DE LA CORRIENTE DE AIRE	47
4.3	INSTALACIÓN DE LA UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID	47
4.4	INSTALACIÓN DE UNAN – FAREM DE ESTELÍ.....	50
5	CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL	52
5.1	ADQUISICIÓN DE DATOS	52
5.2	MUESTRA DE LAS MEDIDAS TOMADAS. CARACTERIZACIÓN DE LAS INSTALACIONES.....	54
5.2.1	COLECTOR DE DOS CANALES SITUADO EN LEGANÉS.....	54
5.2.1.1	<i>Muestra de los datos tomados.....</i>	54
5.2.1.2	<i>Análisis de los datos y caracterización de la instalación..</i>	58
5.2.2	COLECTOR DE UN SOLO CANAL SITUADO EN ESTELÍ, NICARAGUA:	59
5.2.2.1	<i>Muestra de los datos tomados.....</i>	59
5.2.2.2	<i>Análisis de los datos y caracterización de la instalación..</i>	61
5.2.3	COMPARACIÓN DE LAS INSTALACIONES	62
6	MODELO TEÓRICO PARA EL COLECTOR SOLAR	63
6.1	INTRODUCCIÓN	63
6.1.1	ESTRUCTURA DEL MODELO	63
6.2	OBJETIVOS DEL MODELO.....	64
6.3	DATOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL MODELO	64
	DATOS DE SALIDA DEL MODELO:.....	65
6.4	ANÁLISIS DE LOS DATOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL MODELO.....	66
6.4.1	IRRADIACIÓN TOTAL DIARIA	66
6.4.2	TEMPERATURAS	66
6.4.2.1	<i>Temperatura de entrada al colector.....</i>	67
6.4.2.2	<i>Temperatura del aire a la salida del colector</i>	69
6.4.2.3	<i>Temperaturas de la placa y del cristal</i>	70
6.4.3	COEFICIENTES DE CONVECCIÓN.	72
6.4.4	VELOCIDAD DE LA CORRIENTE.....	74

6.4.5	PROPIEDADES TÉRMICAS Y ÓPTICAS DE LOS MATERIALES	76
6.4.6	PROPIEDADES TÉRMICAS Y ÓPTICAS DEL AIRE	76
6.5	MODELO	77
6.5.1	CÁLCULO DE LA POTENCIA QUE LLEGA AL COLECTOR:	77
6.5.2	BALANCE ENERGÉTICO. COLECTOR DE UN SOLO CANAL	81
6.5.2.1	<i>Balance en la placa:</i>	81
6.5.2.2	<i>Balance en el cristal:</i>	84
6.5.2.3	<i>Balance energético en la corriente de aire</i>	86
6.5.2.4	<i>Rendimiento del colector</i>	88
6.5.3	SISTEMA DE ECUACIONES. COLECTOR DE UN CANAL	88
6.5.4	BALANCE ENERGÉTICO. COLECTOR DE DOS CANALES	90
6.5.4.1	<i>Balance energético en la placa</i>	90
6.5.4.2	<i>Balance energético en el cristal</i>	91
6.5.4.3	<i>Balance energético en la corriente de aire</i>	91
6.5.4.4	<i>Balance energético en el aislante</i>	92
6.5.5	SISTEMA DE ECUACIONES. COLECTOR DE DOS CANALES	92
6.5.6	Cálculo de la humedad relativa de la corriente	94
6.5.7	CÁLCULO DEL RESTO DE LOS PARÁMETROS DE LA CORRIENTE	96
6.6	MUESTRA DEL MODELO	97
6.6.1	COLECTOR DE UN CANAL	97
6.6.1.1	<i>Datos de entrada</i>	97
6.6.1.2	<i>Datos de salida</i>	98
6.6.2	COLECTOR DE DOS CANALES	99
6.6.2.1	<i>Datos de entrada</i>	99
6.6.2.2	<i>Datos de salida:</i>	100
6.7	VALIDEZ DEL MODELO	101
7	RESULTADOS DEL MODELO. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN	106
7.1	PARÁMETROS DE LA CORRIENTE EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO	106
7.1.1	COLECTOR DE UN CANAL	106
7.1.2	COLECTOR DE DOS CANALES	109
7.2	RENDIMIENTO EN FUNCIÓN DE LA HORA DEL DÍA	112
7.3	PARÁMETROS DE LA CORRIENTE EN FUNCIÓN DEL DÍA DEL AÑO	112
7.4	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS	114
8	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL NUEVO COLECTOR	115
8.1	JUSTIFICACIÓN	115
8.2	OBJETIVOS DEL NUEVO COLECTOR	115
8.3	PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL NUEVO COLECTOR	116
8.4	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL NUEVO COLECTOR	118

8.5	MEDIDAS EXPERIMENTALES DEL NUEVO COLECTOR	121
8.6	COMPARACIÓN DE LAS DOS INSTALACIONES	122
9	CONCLUSIONES	123
10	PRESUPUESTO	125
11	ANEXOS	126
	ANEXO 1: HUMEDAD DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS Y TOLERANCIA	126
	ANEXO 2: CRONOLOGÍA DE NICARAGUA.....	127
	ANEXO 3: FOTOGRAFÍAS DE LAS INSTALACIONES	130
	ANEXO 4: COMPARACIÓN DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA AL COLECTOR CON LA TEMPERATURA AMBIENTE.....	132
	ANEXO 5: MODELO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO TERMOFLUIDODINÁMICO DEL COLECTOR DE UN CANAL .	135
	ANEXO 6: MODELO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO TERMOFLUIDODINÁMICO DEL COLECTOR DE DOS CANAL	145
	ANEXO 7: PLANOS DEL NUEVO COLECTOR	158
	ANEXO 8: FOTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL NUEVO SECADERO	161
12	GLOSARIO	163
13	BIBLIOGRAFÍA	166

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Modos de transferencia de calor. Elaboración propia	8
Figura 2: Capa límite hidrodinámica de convección natural	10
Figura 3: Capa límite térmica sobre una placa plana. (http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/)	11
Figura 4: Capa límite hidrodinámica sobre una placa plana. (http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/)	12
Figura 5: Espectro de la radiación electromagnética (http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:EM_Spectrum_Properties_es.svg)	17
Figura 6: Diagrama psicrométrico	23
Figura 7: Ejemplo de un secadero solar activo (Norton 1997)	25
Figura 8: Ejemplo de secadero solar pasivo (Norton 1997)	25
Figura 9: Ejemplo de secadero solar integrado o directo (Norton 1997)	26
Figura 10: Ejemplo de secadero solar distribuido o indirecto (Norton 1997) ..	26
Figura 11: Ejemplo de secadero solar mixto (Norton 1997)	27
Figura 12: Esquema de las diferentes configuraciones	27
Figura 13: Diferentes configuraciones de un colector solar para secaderos. (Módulo 4 del Máster en Energías para un desarrollo Sostenible. Universitat Politècnica de Catalunya).....	29
Figura 14: Representación de los 4 períodos de secado de la madera. (Módulo 4 del Máster en Energías para un desarrollo Sostenible. Universitat Politècnica de Catalunya).....	34
Figura 15: Mapa político de Nicaragua y ubicación de la zona de trabajo	35
Figura 16: Gráfica de temperaturas mensuales en 2009	38
Figura 17: Gráfico de humedad relativa mensual en 2009	38
Figura 18: Radiación solar a lo largo de un día	39
Figura 19: Evolución de la radiación solar extraterrestre a lo largo	39
Figura 20: Evolución de la irradiación solar extraterrestre	39
Figura 21: Esquema de la corriente de aire dentro del colector. Elaboración propia	47
Figura 22: Fotografía de la instalación de la UC3M	48
Figura 23: Esquema del colector instalado en la UC3M.....	49
Figura 24: Esquema del sistema de protección contra el viento acoplado al colector.....	49
Figura 25: Secadero solar instalado en la	50
Figura 26: Esquema del colector instalado en.....	50
Figura 27: Fotografía del colector del secadero	51
Figura 28: Datalogger del termoanemómetro de hilo caliente	52
Figura 29: Sonda del termoanemómetro de hilo caliente	52
Figura 30: Datalogger del higrómetro	53
Figura 31: Sonda del higrómetro	53
Figura 32: Datalogger que registra los valores de temperatura.....	53
Figura 33: Valores de la temperatura a la salida del colector.....	56
Figura 34: Valores de la velocidad de la corriente a la	56
Figura 35: Comparación de las temperaturas de la corriente a la entrada y a la salida	58
Figura 36: Comparación de las temperaturas de la corriente a la entrada y a la salida	58
Figura 37: Valores de la temperatura a la salida del colector.....	60

Figura 38: Valores de la velocidad de la corriente a la	60
Figura 39: Comparación entre la temperatura de entrada al colector	68
Figura 40: Comparación entre las temperaturas de entrada a sendos canales del colector con la temperatura ambiente. Leganés. 19/10/10	69
Figura 41: Valores de la temperatura del aire a la salida del	70
Figura 43: Valores de la temperatura de la placa registrados	71
Figura 42: Esquema de la colocación de los	71
Figura 44: Esquema de la colocación de los	71
Figura 45: Valores de la temperatura del cristal registrados	72
Figura 46: Diferencias entre las capas límite en el caso	75
Figura 47: Esquema del flujo de calor en la placa. Elaboración propia	81
Figura 48: Esquema de la resistencia térmica a las pérdidas por el	83
Figura 49: Esquema de la resistencia térmica a las pérdidas de la	84
Figura 50: Esquema del flujo de calor en el cristal.	84
Figura 51: Esquema de la resistencia térmica	86
Figura 52: Esquema del flujo de calor en la corriente de aire. Elaboración propia	86
Figura 53: Esquema de la resistencia térmica a las	87
Figura 54: Ejemplo del uso del diagrama psicrométrico para calcular la cantidad de vapor de agua que aceptará la corriente de aire en la cámara de secado	96
Figura 55: Comparación entre los valores de la temperatura exterior obtenidos	101
Figura 56: Comparación entre los valores de la temperatura exterior obtenidos	102
Figura 57: Comparación entre los valores de la temperatura de la placa obtenidos	102
Figura 58: Comparación entre los valores de la temperatura exterior obtenidos	104
Figura 59: Temperatura de salida del colector en función del ángulo.	106
Figura 60: Velocidad de la corriente en función del ángulo. Colector de un canal	107
Figura 61: Temperatura de la corriente a la salida del colector en función de	107
Figura 62: Rendimiento del colector en función del ángulo	108
Figura 63: Humedad de la corriente en función del ángulo. Colector de un canal	108
Figura 64: Parámetros adimensionales de la corriente en función	109
Figura 65: Temperatura de salida del colector en función del ángulo.	109
Figura 66: Velocidad de la corriente en función del ángulo. Colector de dos canales	110
Figura 67: Rendimiento del colector en función del ángulo	110
Figura 68: Temperatura de la corriente a la salida del colector en función de	111
Figura 69: Humedad de la corriente en función del ángulo. Colector de dos canales	111
Figura 70: Parámetros adimensionales de la corriente en función	111
Figura 71: Rendimiento de un día completo para ambas configuraciones ..	112
Figura 72: Temperatura de salida del colector en función del día del año. ..	113
Figura 73: Temperatura de salida del colector en función del día del año. ..	113

Figura 74: Rendimiento del colector en función del día del año	113
Figura 75: Humedad relativa a la salida del colector en	113
Figura 76: Rendimiento de ambos colectores en función del ángulo	116
Figura 77: Temperatura de la corriente a la salida del colector para ambas	117
Figura 78: Velocidad de la corriente a la salida del colector en la placa y ...	117
Figura 79: Humedad relativa de la corriente a la salida	118
Figura 80: Esquema del nuevo colector	118
Figura 81: Fotografía del nuevo colector	119
Figura 82: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 40°	120
Figura 83: Comparación de las temperaturas a la entrada y	121
Figura 84: Velocidad a la salida en el nuevo colector	121
Figura 85: Vista frontal del colector del secadero de la UC3M	130
Figura 86: Vista lateral de la estructura que albergará la cámara del secadero	130
Figura 87: Vista general de la instalación de la FAREM de Estelí	130
Figura 88: Vista general: colector más estructura de la cámara de secado	130
Figura 89: Vista de la ubicación de la sonda de hilo caliente y los termopares.	130
Figura 90: Vista en detalle del colector solar	130
Figura 91: Vista del interior de la cámara de secado con carga	131
Figura 92: Vista de la cubierta transparente del techo de la cámara de secado	131
Figura 93: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 12/11/10	132
Figura 94: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 17/11/10	132
Figura 95: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 29/11/10	132
Figura 96: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 12/01/11	133
Figura 97: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés. 14/10/10	133
Figura 98: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés. 19/10/10	133
Figura 99: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés. 21/10/10	134
Figura 100: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés. 22/10/10	134
Figura 101: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 20°	158
Figura 102: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 25°	158
Figura 103: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 30°	159
Figura 104: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 35°	159
Figura 105: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 40°	160
Figura 106: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 45°	160
Figura 107: Soldadura de las patas de la estructura	161
Figura 108: Estructura a medio montaje	161
Figura 109: Estructura completa del colector	161
Figura 110: Ensamblaje de las patas de la estructura	161
Figura 111: Soldadura de los soportes del colector	161

Figura 112: Inicio de montaje del colector	161
Figura 113: Tabla que contendrá a la placa	162
Figura 114: Colector montado al completo.....	162
Figura 115: Placa y una de las paredes del canal.....	162
Figura 116: Colector montado al completo.....	162
Figura 117: Perfil del colector montado al	162

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Correlaciones empíricas de convección natural para diferentes geometrías	16
Tabla 2: Resumen datos climáticos de Estelí 2009. Cortesía de FAREM.....	38
Tabla 3: Medidas del colector.....	49
Tabla 4: Características del colector de Estelí	51
Tabla 5: Resumen de los datos recogidos el día 14 de octubre de 2010. Leganés	55
Tabla 6: Otros parámetros. Día 14 de octubre de 2010. Leganés.....	56
Tabla 7: Muestra de datos para varios días. Leganés.....	57
Tabla 8: Resumen de los datos recogidos el día.....	60
Tabla 9: Muestra de datos para varios días. Estelí	61
Tabla 10: Comparación de las temperaturas de la corriente a la entrada y a la salida	61
Tabla 11: Comparación entre las temperaturas de entrada y del ambiente en la instalación de Estelí.....	68
Tabla 12: Valores medidos de temperatura exterior y de entrada al colector.....	69
Tabla 13: Valores de la temperatura del aire a la salida del.....	70
Tabla 14: Valores obtenidos para las diferentes correlaciones empíricas.....	74
Tabla 15: Resultados del modelo para el día 11/01/11 en Estelí	99
Tabla 16: Resultados del modelo para el día 20/10/10 en Leganés.....	101
Tabla 17: Comparación entre los datos teóricos y experimentales. Estelí 06/01/11	103
Tabla 18: Comparación entre los datos teóricos y experimentales. Estelí 16/02/10	103
Tabla 19: Comparación entre los datos teóricos y experimentales. Leganés 13/10/10.....	104
Tabla 20: Muestra del resto de parámetros que proporciona el modelo.	105
Tabla 21: Características del nuevo colector.....	119
Tabla 22: Medidas tomadas en el nuevo colector	122
Tabla 23: Humedad de productos agrícolas y tolerancias.....	126



1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN

El secado de productos agrícolas es de suma importancia para su consumo. El proyecto se desarrollará en Nicaragua, país que basa su economía en la exportación de productos agrícolas básicos. Debido al clima que el país registra, algunos de estos productos requieren secado previo tales como tabaco, madera y café entre otros.

El trabajo se centra en el secado de la madera. Reducir su contenido en humedad es de gran importancia tanto para su calidad como para aligerar su peso, así como para evitar su deformación y corrosión. Para los productores locales el proporcionar dicho secado supone un gran problema por varias causas. En el caso de la madera por ejemplo, un pequeño productor no podrá fabricar muebles a partir de madera húmeda. Tampoco emplearla en construcción, uso muy extendido en Nicaragua. Además, en el transporte, si el pequeño productor lleva madera de un lugar a otro y esta madera está húmeda tiene mucho más peso, lo que dificulta el transporte y lo encarece. Necesitaría secarla. Los secaderos de madera generalmente hacen uso de energía eléctrica para mover los ventiladores que secarán esa madera. Los pequeños productores locales no siempre podrán permitirse dichos secadores, y en caso de tenerlo, el suministro eléctrico en remotas zonas rurales no siempre está garantizado. Como resultado de todo esto, el pequeño productor venderá sus productos sin tratar y sin valor añadido a compañías más grandes que sí disponen de secaderos. Si se logra diseñar secaderos que no dependan del suministro eléctrico y que dispongan de un diseño económico, sencillo, con materiales que se hallen en la zona y de fácil mantenimiento, los productores podrán hacer uso de ellos.

Las Universidades Carlos III de Madrid y UNAN – FAREM de Estelí están trabajando en conjunto con el propósito de conseguir este tipo de secaderos, que basan su funcionamiento en la energía solar térmica, fuente de alta disponibilidad en la zona.

El fundamento de este tipo de instalaciones es el siguiente: al estar el aire ambiente muy húmedo -esto es, su contenido en vapor de agua es cercano al de saturación- el hacer circular una corriente a temperatura ambiente a través de la madera no la seca. Si este aire se calienta, su punto de saturación aumentará y admitirá más agua. Por tanto la instalación calentará por convección natural el aire contenido en el colector que recibe radiación solar, creando un gradiente de densidad que lo hará ascender hasta la cámara de secado donde se encuentra la madera, extrayendo vapor de agua de ésta y saliendo al exterior. El comportamiento de la corriente en el interior del colector es muy complicado, no sólo porque depende de numerosos factores externos como el clima, la radiación solar o la configuración del colector, sino que la propia convección natural, por estar el colector inclinado, genera una corriente muy irregular que genera penachos, viéndose además afectada por el viento que puede entrar en el colector. Todo se analizará en detalle en el desarrollo del trabajo.



En la actualidad se dispone de una instalación de este tipo en cada una de las dos Universidades. El trabajo consiste en obtener una buena caracterización del funcionamiento del colector solar y de la corriente de aire que se empleará para el secado, y así ver sus rangos de funcionamiento, estudiar los diferentes parámetros que rigen su comportamiento y conseguir un diseño óptimo para las condiciones de trabajo requeridas según el producto a secar.

Tras caracterizar y comparar los colectores de ambas instalaciones haciendo uso de medidas experimentales, se crea un modelo matemático teórico que, basado en un balance energético y haciendo uso de las ecuaciones de transferencia de calor, define el comportamiento fluidotermodinámico de este tipo de instalaciones, gracias al cual se podrán predecir de manera teórica los valores de los parámetros interesantes de la corriente en función de datos climáticos y dimensionales del colector, que son de gran influencia en este tipo de instalaciones, además de la ubicación geográfica del colector o el día del año, factores determinantes a la hora de tratar con radiación solar. Estas ecuaciones formarán un sistema que se programará en MathCad, permitiendo hacer cambios en los datos de entrada del algoritmo, que son los datos mencionados.

La ya citada complejidad de la corriente en el canal inclinado dificulta mucho el modelado. Por un lado, de cara a la bibliografía, existen muy pocos autores que hayan estudiado la convección natural en canales inclinados. Por otro lado, dada la complejidad del problema habrá que hacer numerosas simplificaciones que serán en todo momento validadas y justificadas por los datos experimentales.

El modelo será comparado con los datos experimentales obtenidos durante el periodo de trabajo y, una vez validado su funcionamiento, se empleará para buscar el diseño óptimo del colector, pues como se demostrará, el funcionamiento del actual colector de Nicaragua es mejorable, lo que justifica el diseño de uno nuevo. Se procederá a su construcción, para demostrar posteriormente con medidas experimentales que el resultado es el esperado.

1.2 OBJETIVOS

Se trabaja en tres campos principales:

1. Desarrollo rural: si se logra desarrollar este tipo de instalaciones los beneficiarios finales serían los productores mencionados en la introducción. No se trata de construirles un secadero sin más, si no de formar estudiantes que desarrollen estas instalaciones en el país de una forma sostenible, y que sean accesibles para el productor local.
2. Implantación del uso de energías renovables: creando una instalación independiente del suministro eléctrico. El sector de las energías renovables es prioritario en estos países, pues ayuda a conseguir un desarrollo sostenible.



3. Docencia: el diseño está pensado, además de para proporcionar un secado óptimo, para tomar medidas en el de los parámetros de la corriente, de tal forma que los alumnos de la UNAN – FAREM podrán hacer uso de él, teniendo la posibilidad de hacer prácticas de laboratorio para entender la convección natural y familiarizarse con la toma de medidas y el tratamiento de datos. El diseño del nuevo colector tendrá en cuenta permitir modificaciones en su ángulo y configuración y así poder comprobar la influencia de estos factores en la corriente, pudiendo hacer uso también del modelo teórico y comparar los datos.

En cuanto a la propia instalación de Estelí, que está en funcionamiento, decir que se ha determinado que el funcionamiento de su colector no es el óptimo, como se explicará y demostrará durante el desarrollo del trabajo. Será necesario mejorar el comportamiento de la corriente en su interior. Se intentará hacerla más estable.

El modelo teórico ayudará a simular cualquier situación climática y permitirá ver cómo se comportaría el colector si se le hacen cambios estructurales, como variar la longitud, la sección o la configuración, además de poder ver cómo se comportaría el colector en otra localización geográfica, lo que será interesante para comparar las instalaciones de ambos países.

1.3 FASES DE DESARROLLO

Para alcanzar los objetivos arriba mencionados y desarrollar el trabajo se procedió de la siguiente manera:

En primer lugar se trabajó con la instalación ubicada en España durante dos meses, para familiarizarse con este tipo de instalaciones y con los aparatos de medida, caracterizar su funcionamiento y entender el proceso al que se somete el aire. También se hicieron mejoras estructurales sobre el colector tras observar que éstas podían mejorar su funcionamiento.

Posteriormente se viajó a Estelí, Nicaragua, realizando el trabajo allí durante cinco meses en los cuales se tomaron medidas de los parámetros de la corriente en el colector periódicamente, tales como velocidad de la corriente, temperatura y humedad relativa, así como valores de la temperatura en diferentes puntos del colector. Paralelamente, y respaldándolo con estas medidas se desarrolló un modelo matemático que define teóricamente el funcionamiento del colector empleando MathCad.

Una vez validado el funcionamiento del modelo se empleó para buscar el diseño óptimo de un nuevo colector que mejore el comportamiento de la corriente de aire. Se simulaban diferentes configuraciones, y de acuerdo a la disponibilidad de materiales se buscó el diseño óptimo. Se procedió a su construcción y se realizaron medidas sobre él para comprobar que el diseño elegido ha logrado optimizar el comportamiento de la corriente según los requisitos de un buen secado.



1.4 MEDIOS

Para la realización del trabajo antes explicado se dispone de las dos instalaciones sobre las que se trabajará que consisten en secaderos solares de tipo pasivo mixto (lo que será definido en el apartado 2.4)

Para la toma de medidas de los parámetros de la corriente antes mencionados se dispone de un termohigrómetro PCE 313-A, un termoanemómetro de hilo caliente PCE 009 y cuatro termopares con datalogger Testo 177-T4, cuyas características se explicarán también a lo largo del texto. Todos ellos almacenan los datos registrados. Para más detalles de los dispositivos véase apartado 5.1.

En cuanto al modelo teórico se programó empleando MathCad. Para el diseño del nuevo colector se hizo uso de AutoCad.

Para la construcción del nuevo colector se adquirieron materiales según los requerimientos del diseño, teniendo en cuenta la utilización de materiales disponibles en la zona, económicos para que sean asequibles para productores locales, y reutilizar en la medida de lo posible materiales que la Universidad ya haya adquirido y no estén en uso.

1.5 ESQUEMA DE LA MEMORIA

La memoria se divide en 13 partes bien diferenciadas, incluyendo el presente capítulo 1.

CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN TEÓRICA

En primer lugar se realizará una introducción teórica para revisar los conceptos necesarios para el entendimiento del presente trabajo. Se hablará de la transferencia de calor y la energía solar para entender el funcionamiento del colector, así como de la termodinámica del aire húmedo o psicrometría, necesaria para entender el proceso de secado. Se hará también una introducción a las tecnologías de secado actuales para ver los tipos de secaderos existentes y sus aplicaciones, para centrarse posteriormente en el secado de la madera, que es lo que concierne a este texto, analizando la importancia del secado y estudiando su proceso

CAPÍTULO 3: INTRODUCCIÓN SITUACIONAL

Vista la introducción técnica se hará una introducción situacional. Se explicará la situación actual de Nicaragua haciendo previamente un repaso de su historia, necesaria para entender la actualidad en el país. Se hará una revisión del clima nicaragüense, factor de gran influencia en el proceso de secado. También se hablará de la Cooperación Internacional al Desarrollo, centrándose luego en la Cooperación Internacional Española y cómo el presente proyecto se adecua a los objetivos de la Cooperación.



CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE LAS INSTALACIONES

Se procede a explicar las instalaciones, su fundamento, el comportamiento de la corriente en su interior, y las características propias de los dos secaderos con los que se trabajará, básico para entender las hipótesis realizadas en la elaboración del modelo.

CAPÍTULO 5: CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL

Durante todo el tiempo de trabajo se han tomado medidas periódicamente de los parámetros de la corriente en el colector. Se dedicará un apartado a la presentación y análisis de dichas medidas así como a la descripción de los aparatos empleados. Los resultados de estas medidas nos permitirán caracterizar las instalaciones y compararlas.

CAPÍTULO 6: PRESENTACIÓN DEL MODELO TEÓRICO

Posteriormente se presentará el modelo teórico creado con el fin de simular lo que ocurre en los colectores. El modelo se programa en MathCad. Para explicar el modelo se enumerarán los datos de entrada que necesita el algoritmo, analizando cada uno de ellos y explicando las suposiciones realizadas a la hora de crear el modelo, apoyando dichas suposiciones con valores experimentales. A continuación se explica el modelo en sí, que se basa en un balance energético en el colector y en la corriente, que, haciendo uso de las ecuaciones de transferencia de calor, derivará en un sistema de ecuaciones, también presentado en este apartado. Como se dispone de dos configuraciones (uno y dos canales) se explicará cómo se particulariza el modelo para cada una de ellas. Se mostrarán algunos ejemplos de los datos de salida que proporciona el modelo y se compararán con los datos experimentales para validar el modelo.

CAPÍTULO 7: RESULTADOS DEL MODELO. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN

Una vez validado el modelo y analizado si los resultados que proporciona son razonables, se empleará para estudiar el comportamiento de los colectores para diversas condiciones. Se presentarán las gráficas que muestran la dependencia de los parámetros de la corriente con el ángulo del colector, y como se afectan unos parámetros con otros entre sí. También se mostrará el comportamiento del colector a lo largo de todo un día y como varía dicho comportamiento a lo largo de todo un año. Esto permitirá sacar conclusiones del funcionamiento de los colectores, compararlos entre ellos y tomar decisiones acerca del diseño de un nuevo colector

CAPÍTULO 8: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL NUEVO COLECTOR

Viendo los parámetros que más influyen en el comportamiento de la corriente y la configuración que proporciona los valores óptimos para un buen secado se procede a diseñar un nuevo colector. Primero se hará uso del modelo para predecir su comportamiento y así elegir la configuración deseada a la vista del modelo. Se muestran los planos del diseño y las medidas experimentales tomadas en él una vez construido, comparándolo con el diseño anterior.



CAPÍTULO 9: CONCLUSIONES

Se recogen las conclusiones alcanzadas tras todo el periodo de trabajo y posibles líneas futuras de trabajo.

CAPÍTULO 10: PRESUPUESTO

Informe del coste del proyecto.

CAPÍTULO 11: ANEXOS

Recoge todos los documentos que apoyan o suplementan el presente trabajo, tales como cálculos, el algoritmo programado en MathCad, planos, fotos y demás.

CAPÍTULO 12: GLOSARIO

Relación de todas las abreviaturas empleadas, así como nombres de parámetros físicos, letras griegas y subíndices para una mejor interpretación de las ecuaciones

CAPÍTULO 13: BIBLIOGRAFÍA

Presenta por orden alfabético todos los textos, artículos y libros empleados en la elaboración de este trabajo, así como páginas web y la fecha de su consulta.



2 INTRODUCCIÓN TÉCNICA

Antes de proceder a analizar las instalaciones, su funcionamiento y el modelo teórico que determinará su comportamiento es necesario hacer un repaso de los conceptos necesarios para entenderlo.

En primer lugar se explicará el fenómeno de la transferencia de calor. Se hablará de sus mecanismos: conducción, convección y radiación, aportando un análisis más detallado de los dos últimos, que son la base del trabajo. Se recogen las ecuaciones que gobiernan el fenómeno de la convección natural, que es uno de los principales principios de funcionamiento del secadero solar. Seguidamente se analiza el fenómeno de la radiación.

Otro de los principios de funcionamiento de las instalaciones es la energía solar. Se explicará en qué se basa y cómo se emplea. Para ello se analizará cómo se produce la energía en el sol, cómo llega a la Tierra y cómo se va a aprovechar en la instalación en forma de energía solar térmica.

También es necesario entender la termodinámica del aire húmedo para entender el fenómeno de secado. Se presentará una breve introducción a la psicrometría.

Por último se hablará de los secaderos solares. Se presentará su principio de funcionamiento, los diferentes tipos y sus aplicaciones, para centrar el estudio finalmente en el secado de la madera.

2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1.1 INTRODUCCIÓN A LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Se conoce como transferencia de calor al intercambio de energía entre dos cuerpos a diferentes temperaturas. Se diferencian tres tipos de transferencia de calor en función de la naturaleza de los cuerpos:

2.1.1.1 *Conducción*

Existe conducción cuando la transferencia de calor se realiza a través de un medio por existir un gradiente de temperaturas entre dos puntos. El flujo de calor se transmitirá siguiendo la ley de Joules:

$$q'' = k \frac{dT}{dx}$$

Ecuación 1

Donde q'' es el flujo de calor por unidad de área, k la conductividad térmica del material y $\frac{dT}{dx}$ el gradiente de temperaturas en la dirección del flujo.

2.1.1.2 Convección

Transferencia de calor entre un cuerpo y un fluido a diferente temperatura moviéndose a su alrededor. Se analizará con detalle más adelante.

2.1.1.3 Radiación

Cualquier cuerpo a una temperatura dada emite energía. Para el caso de la radiación no es necesario un medio para transmitir la energía, pues la radiación se puede transmitir en el vacío como ondas electromagnéticas.

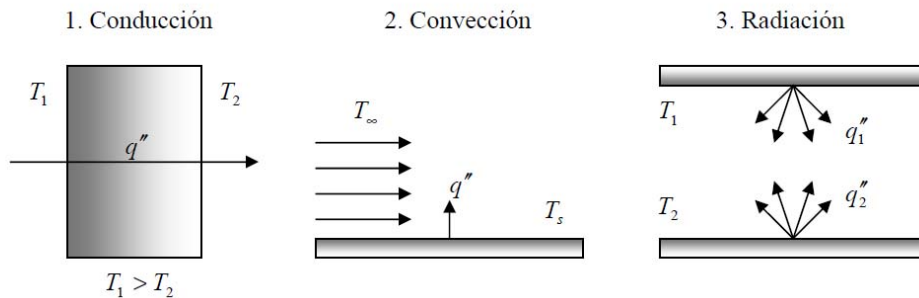


Figura 1: Modos de transferencia de calor. Elaboración propia

Este texto se va a centrar con mayor detalle en los fenómenos de convección, que es el que gobierna el fundamento de la instalación, y de radiación, que es la principal forma de transferencia de energía solar.

2.1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

Es la transferencia de energía entre una superficie y un fluido que discurre alrededor de ella, ambos a diferente temperatura. El flujo de calor por convección se expresa como (Incropera 1981) :

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad \text{Ecuación 2}$$

Siendo q'' el flujo calor por unidad de área transferido, h el coeficiente de convección local, T_s la temperatura de la superficie y T_∞ la temperatura del fluido lejos de la pared.

El calor total transferido de toda la superficie de área A sería:

$$q = \int_A q'' dA = (T_s - T_\infty) \int_A h dA = \bar{h} \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde \bar{h} representa el coeficiente de convección promedio en toda la superficie. A partir de ahora siempre que el texto se refiera a un coeficiente de convección será éste, aunque se expresará como el local h .

Se define número de Nusselt como el parámetro adimensional que compara la transferencia de calor por convección frente a la transferencia de calor por conducción, de la forma:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad \text{Ecuación 4}$$



Siendo h el coeficiente de convección medio, L la longitud característica del sólido y k la conducción térmica del fluido. Conocido el número de Nusselt de un proceso se podrá saber el coeficiente de convección.

El número de Nusselt depende fuertemente de número de Reynolds Re y del número de Prandtl Pr . El primero es el parámetro adimensional que compara los términos convectivos y los viscosos. El número de Prandtl es el parámetro adimensional que compara la difusividad térmica con la difusividad viscosa.

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Ecuación 5

Esta función dependerá del tipo de convección que se presente. Se distinguen dos tipos principales de convección, según si el origen del movimiento es la transferencia de calor o no, siendo éstas convección forzada y convección libre o natural. El fundamento de este trabajo se basa en el segundo, y por tanto se analizará con más detalle.

2.1.2.1 Convección forzada

El movimiento del fluido es provocado por una fuerza externa al sistema. Se hará al fluido circular alrededor de una superficie a diferente temperatura y se producirá la transferencia de calor entre ambos.

El coeficiente de convección h se obtiene a partir del número de Nusselt, como se vio en el apartado anterior. Para el caso de convección forzada el número de Nusselt se calculará según la expresión:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n$$

Ecuación 6

Donde los valores de C , m y n se determinan experimentalmente y dependen de la geometría del cuerpo por el que se hace circular la corriente

2.1.2.2 Convección libre o natural

El movimiento del fluido se produce por los gradientes de densidad (creados por la diferencia de temperatura) y por fuerzas de flotación. Esto es, al aumentar la temperatura del fluido, debido a su expansión, la densidad disminuye

$\left(\frac{\partial \rho}{\partial T} < 0\right)$ y la fuerza gravitacional provocará el movimiento.

El fundamento en el que se basa este proyecto es la convección libre o natural, pues la transferencia de calor del colector al aire en su interior generará movimiento en éste. Antes de estudiar las ecuaciones que rigen la convección libre se van a introducir algunos conceptos necesarios para la asimilación de dichas ecuaciones, como son la capa límite de convección natural y el tipo de flujo (laminar o turbulento).

2.1.2.3 Capa límite de convección natural

Se entiende por capa límite a la porción de fluido de espesor δ donde se produce la transición entre las condiciones de la superficie y las condiciones del fluido que ya no se ve afectado por ésta.

Se distinguen dos tipos de capas límite:

- CAPA LÍMITE HIDRODINÁMICA DE CONVECCIÓN NATURAL.

El movimiento inducido por las fuerzas de flotación hará moverse a las partículas con un campo de velocidades \vec{v} en toda la región que ocupa el espesor δ , generándose un movimiento de partículas en lo que se conoce como capa límite hidrodinámica. Debido a los esfuerzos cortantes, las partículas en contacto con la placa tendrán velocidad cero, así como las partículas en contacto con el fluido en reposo que ya no se ve afectado por la convección natural.

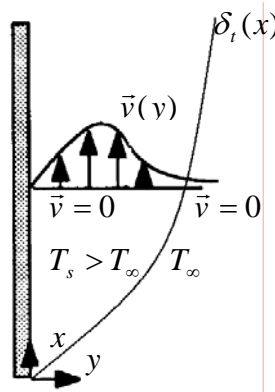


Figura 2: Capa límite hidrodinámica de convección natural sobre una placa plana. (<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>)

Para el cálculo del espesor de la capa límite hidrodinámica vamos a partir de las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos (<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>), asumiendo un flujo forzado en estado estacionario, incompresible, e ignorando las fuerzas gravitatorias.

Ecuación de continuidad para ρ constante:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \rightarrow \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{Ecuación 7}$$

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en x para ρ constante:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \text{Ecuación 8}$$

Se procede ahora a hacer el análisis dimensional. Tomamos como velocidad característica en la dirección x la velocidad de la corriente fuera de la capa límite u_∞ , un valor ν para la velocidad normal a la placa, la longitud característica será la longitud de la placa L , el espesor de la capa límite tendrá un valor característico δ .

De la ecuación de continuidad se tiene:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \rightarrow \frac{u_\infty}{L} \approx \frac{\nu}{\delta} \quad \text{Ecuación 9}$$

De la conservación de cantidad de movimiento, con gradiente de presiones en

la dirección x nulo, esto es $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$ se tiene:

$$\underbrace{u \frac{\partial u}{\partial x}}_{\frac{u_{\infty}^2}{L}} + \underbrace{v \frac{\partial u}{\partial y}}_{\frac{v^2}{\delta}} = \underbrace{\nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)}_{\nu \left(\frac{u_{\infty}}{L^2} + \frac{u_{\infty}}{\delta^2} \right)} \quad \text{Ecuación 10}$$

Como $v \ll u_{\infty}$, $\delta \ll L$ y $\frac{u_{\infty}}{L} \approx \frac{v}{\delta}$ se tiene que $\frac{u_{\infty}^2}{L} \gg \frac{v^2}{\delta}$ y $\frac{u_{\infty}}{L} \ll \frac{u_{\infty}}{\delta}$:

$$\frac{u_{\infty}^2}{L} \approx \nu \frac{u_{\infty}}{\delta^2} \quad \text{Ecuación 11}$$

$$\frac{\delta}{L} \approx \sqrt{\frac{\nu}{u_{\infty} L}} \quad \text{Ecuación 12}$$

De donde se saca que $\frac{\delta}{L}$ es del orden de $Re^{-\frac{1}{2}}$.

La solución exacta para flujo laminar (véase apartado 2.1.2.4 para definición de flujo laminar) la obtuvo H. Blasius (Blasius 1908). El espesor de la capa límite hidrodinámica laminar crece parabólicamente según:

$$\delta = 4.92 \cdot L \cdot Re^{-\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 13}$$

Siendo ésta la expresión que se utilizara para calcular el espesor de la capa límite en el modelo teórico.

– CAPA LÍMITE TÉRMICA DE CONVECCIÓN NATURAL

Región del fluido de espesor δ_t en la que se produce la transición desde la temperatura de la placa T_s hasta la temperatura del fluido que ya no se ve afectado por la convección T_{∞} . En la capa límite térmica se produce la transferencia de calor.

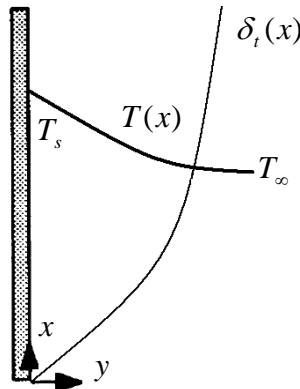


Figura 3: Capa límite térmica sobre una placa plana.
(<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>)

Para calcular su espesor en el caso de aire, con $Pr > 0.5$ se asume la expresión obtenida por Pohlhausen 1991 (<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>):

$$\delta_t = \frac{L}{0.33 Re^{1/2} Pr^{1/3}} \quad \text{Ecuación 14}$$

2.1.2.4 Flujo laminar y turbulento

La transferencia de calor por convección depende en gran medida del tipo de régimen en el que se encuentre la capa límite. En el desarrollo de una capa límite en una placa plana como la que se muestra en la Figura 4 se distinguen generalmente tres zonas: zona laminar, zona turbulenta y zona de transición. En la zona laminar las partículas se mueven a lo largo de líneas de flujo ordenadas y reconocibles. En la zona turbulenta el movimiento es irregular y desordenado, donde existen torbellinos, y hay mucha mezcla, lo que genera un espesor mucho mayor. Hay una tercera zona intermedia conocida como la zona de transición donde las pequeñas fluctuaciones de la zona laminar se van amplificando hasta convertirse en flujo turbulento.

A continuación se muestran esquemáticamente los tres regímenes:

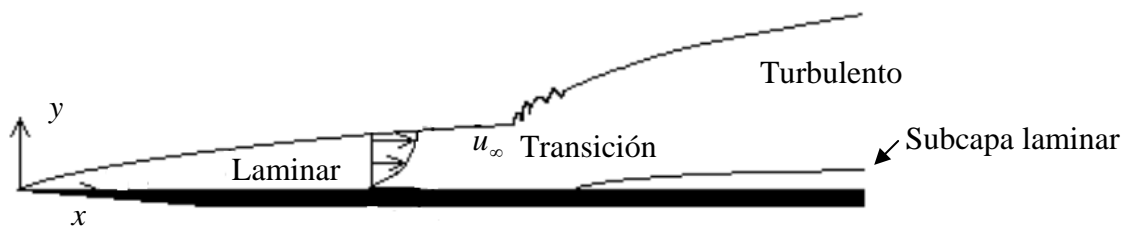


Figura 4: Capa límite hidrodinámica sobre una placa plana.
(<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>)

Se asume flujo forzado para los cálculos que se muestran a continuación, por simplicidad, aunque luego se aplicará al caso particular de convección natural. Se puede determinar el punto donde el flujo pasa de laminar a turbulento haciendo uso del número de Reynolds. Se define experimentalmente (Incropera 1981) un valor crítico de número de Reynolds Re_c del orden de 10^5 mediante el cual es posible obtener el punto crítico x_c donde se produce la transición:

$$Re_c = \frac{\rho u_\infty x_c}{\mu} \approx 5 \times 10^5 \quad \text{Ecuación 15}$$

2.1.2.5 Ecuaciones para la convección natural

Las ecuaciones gobernantes de la convección natural se basan en las ecuaciones de conservación de masa y momento. Se asume un flujo de capa límite laminar bidimensional (como se muestra en la figura 2) estacionario, cuyas propiedades termodinámicas permanecen constantes, con la fuerza de la gravedad actuando en la dirección de la x negativa. A pesar de que sea necesario un gradiente de densidad para provocar el movimiento, se va a considerar flujo incompresible, esto es, ρ constante según la aproximación de Boussinesq (Incropera 1981). A partir de las ecuaciones básicas de la mecánica de fluidos se tiene:

Ecuación de continuidad para ρ constante:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \rightarrow \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{Ecuación 16}$$



Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en x para ρ constante:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \rho \cdot g \quad \text{Ecuación 17}$$

Se procede a realizar el análisis de órdenes de magnitud en la ecuación de cantidad de movimiento par ver si se puede despreciar algún termino. La longitud característica será la longitud de la placa L , el espesor de la capa límite tendrá un valor característico $\delta \ll L$. Como velocidad característica se toma un valor u_0 para la componente en x y v_0 para la componente en y :

De la ecuación de continuidad se tiene:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \rightarrow \frac{u_0}{L} \approx \frac{v_0}{\delta} \quad \text{Ecuación 18}$$

De la ecuación de cantidad de movimiento:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \rho \cdot g \quad \text{Ecuación 19}$$

$\underbrace{u}_{\frac{u_0}{L}} \underbrace{\frac{\partial u}{\partial x}}_{\frac{u_0}{L^2}} + \underbrace{v}_{\frac{v_0}{\delta}} \underbrace{\frac{\partial u}{\partial y}}_{\frac{u_0}{\delta^2}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\underbrace{\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}}_{\frac{u_0}{L^2}} + \underbrace{\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}}_{\frac{u_0}{\delta^2}} \right) - \rho \cdot g$

Por ser $\delta \ll L$ se tiene que $v_0 \ll u_0$ y $\frac{u_0}{L^2} \ll \frac{u_0}{\delta^2}$, por lo que la ecuación de cantidad de movimiento se reduce a:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \rho \cdot g \quad \text{Ecuación 20}$$

El valor del gradiente de presión en la dirección x debe ser el mismo dentro de la capa límite que fuera de ésta, pero fuera de ésta la velocidad de la corriente es nula $u_\infty = 0$ y a la densidad se le asigna un valor de $\rho = \rho_\infty$, por lo que la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento en x se reduce a:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_\infty g \quad \text{Ecuación 21}$$

Entrando en la ecuación anterior queda:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho} (\rho_\infty - \rho) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \text{Ecuación 22}$$

Se introduce ahora el concepto de coeficiente volumétrico de expansión térmica, propiedad termodinámica que mide el cambio de la densidad con la temperatura a presión constante:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad \text{Ecuación 23}$$

Que se puede expresar en función de las propiedades de la corriente fuera de la capa límite como:

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \quad \text{Ecuación 24}$$

Despejando $(\rho_\infty - \rho)$ y entrando en la ecuación 22 se tiene:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \text{Ecuación 25}$$



Para simplificar el coeficiente β se considera un gas ideal con $\rho = \frac{p}{RT}$

quedando:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T}$$

Ecuación 26

Siendo T la temperatura absoluta, que para este trabajo se considerará, por tratarse de aire en un rango de temperaturas del orden de la ambiente, como $T = 300K$

Se procede ahora al análisis adimensional del problema. Se introducen los siguientes parámetros adimensionales:

$$x^* = \frac{x}{L} \quad y^* = \frac{y}{L} \quad u^* = \frac{u}{u_0} \quad v^* = \frac{v}{v_0} \quad T^* = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty}$$

Entrando con estos valores en la ecuación 25:

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} T^* + \frac{\nu}{u_0 L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}}$$

Ecuación 27

Donde $\frac{\nu}{u_0 L}$ es el inverso del número de Reynolds Re , y por tanto:

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} T^* + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}}$$

Ecuación 28

Como el valor de la velocidad adimensional u_0 es desconocido, se le va a asignar un valor que simplifique la ecuación anterior:

$$u_0 = (g\beta(T_s - T_\infty)L)^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 29

Entrando en el número de Reynolds Re quedaría:

$$Re = \frac{(g\beta(T_s - T_\infty)L^3)^{\frac{1}{2}}}{\nu} = \left(\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 30

De aquí se define un nuevo parámetro adimensional conocido como el número de Grashof $Gr = Re^2$, y que tendrá el mismo significado en la convección natural que el número de Reynolds en la convección forzada:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$$

Ecuación 31

Como se dijo en la ecuación 5 el número de Nusselt que permitirá calcular el coeficiente de convección natural es función de Reynolds y Prandtl:

$Nu = f(Re, Pr)$. Para el caso de la convección natural se tendrá entonces que es función de Grashof y Prandtl: $Nu = f(Gr, Pr)$. Dicha función dependerá de la geometría del problema, para lo cual se dispone de correlaciones empíricas válidas para la mayoría de cálculos de ingeniería. Para el flujo externo a un cuerpo inmerso en un fluido se sabe (Incropera 1981) que la función siempre será de la forma:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

Ecuación 32

Por lo que entra en juego un nuevo parámetro adimensional, producto de los números de Grashof y Prandtl, y que se conoce como número de Rayleigh:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu \alpha_f}$$

Ecuación 33



Donde α_f es la difusividad térmica del fluido. Este nuevo parámetro permitirá determinar el comportamiento de la capa límite, pues se ha comprobado (Incropera 1981) que para valores de $Ra > 10^9$ se produce la transición de laminar a turbulento. Continuando con las educaciones, se tiene ahora:

$$Nu = C \cdot (Ra)^n$$

Ecuación 34

Donde C y n dependerán de la geometría del problema en particular. A continuación se van a mostrar diferentes configuraciones que han sido estudiadas y para las que se ha obtenido una correlación para el número de Nusselt en cada caso:

GEOMETRÍA	CORRELACIÓN		RESTRICCIONES
Placa Vertical (Churchill y Chu 1975)	$Nu = \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot (Ra)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2$		Válido para cualquier cálculo $\forall Pr \quad \forall Ra$
	$Nu = \left[0.68 + \frac{0.67 \cdot (Ra)^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{4}{9}}} \right]^2$		$Ra \leq 10^9$
	$Nu = 0.59 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$		$Pr > 0.6$ y $10^4 \leq Ra \leq 10^9$
	$Nu = 0.1 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$		$Pr > 0.6$ y $10^9 \leq Ra \leq 10^{13}$
Placa Inclínada (Rich 1953)	Se emplean las mismas ecuaciones que en una placa vertical pero se sustituye la aceleración de la gravedad g por $g \cdot \sin(\alpha)$, siendo α el ángulo de la placa con la horizontal		$30^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$
Placa Horizontal (Goldstein y Sparrow 1973)	Superficie superior de placa caliente o superficie inferior de placa fría	$Nu = 0.54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^4 \leq Ra \leq 10^7$
		$Nu = 0.15 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}$	$10^7 \leq Ra \leq 10^{11}$
	Superficie inferior de una placa caliente o superficie superior de placa fría	$Nu = 0.27 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$	$10^5 \leq Ra \leq 10^{10}$
Cilindro Horizontal (Churchill y Chu 1975)	La longitud característica será el diámetro: $Ra_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) D^3}{\alpha \cdot \nu}$	$Nu = \left[0.6 + \frac{0.387 \cdot (Ra_D)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2$	$Ra_D \leq 10^{12}$



Esfera (Churchill y Chu 1983)	La longitud característica será el diámetro: $Ra_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) D^3}{\alpha \cdot \nu}$	$Nu = \left(2 + \frac{0.589 (Ra_D)^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{4}{9}}} \right)^2$	$Pr \geq 0.7$ y $Ra_D \leq 10^{11}$
Canales verticales (Bar-Cohen y Rohsenow 1984)	La longitud característica será la separación entre los canales: $Ra_s = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) S^3}{\alpha \cdot \nu}$	$Nu = \left(\frac{576}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^2} + \frac{2.87}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^{\frac{1}{2}}} \right)^{-\frac{1}{2}}$	Placas isotérmicas simétricas $T_{s1} = T_{s2}$
		$Nu = \left(\frac{48}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^2} + \frac{2.51}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^{\frac{1}{2}}} \right)^{-\frac{1}{2}}$	Placas de isoflujo simétrico $q''_{s1} = q''_{s2}$
		$Nu = \left(\frac{144}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^2} + \frac{2.87}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^{\frac{1}{2}}} \right)^{-\frac{1}{2}}$	Placas isotérmicas adiabáticas $T_{s1} = q''_{s2} = 0$
		$Nu = \left(\frac{24}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^2} + \frac{2.51}{\left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^{\frac{1}{2}}} \right)^{-\frac{1}{2}}$	Placas de isoflujo adiabáticas $q''_{s1} = q''_{s2} = 0$
Canales inclinados (Azevedo y Sparrow 1985)	La longitud característica será la separación entre los canales: $Ra_s = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) S^3}{\alpha \cdot \nu}$	$Nu = 0.645 \left(Ra_s \frac{S}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$	Placas isotérmicas simétricas o aisladas $45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ $\left(Ra_s \frac{S}{L} \right) > 200$

Tabla 1: Correlaciones empíricas de convección natural para diferentes geometrías

2.1.3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN

Sea un cuerpo a una temperatura mayor que la de los alrededores, pero sin un medio en el que se pueda transmitir calor por convección o conducción. Dicho cuerpo emitirá igualmente energía, y lo hará en forma de radiación hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente.

En cuanto a la naturaleza de la radiación, la teoría más aceptada es la de naturaleza dual onda- corpúsculo, que afirma que la radiación se emite en forma de ondas electromagnéticas, pero cada onda monocromática (esto es, con una sola longitud de onda) emite una cantidad discreta de energía conocida



como fotón, y que tiene el comportamiento de una partícula. Dicha energía viene cuantificada y se expresa como:

$$Q = h_p \cdot f = h_p \cdot \frac{c}{\lambda}$$

Ecuación 35

Donde h es la constante de Planck de valor $h_p = 6.26 \times 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}$, c la velocidad de la luz en el vacío $c = 3 \times 10^8 \text{ m/s}$ y λ la longitud de onda.

A continuación se muestra todo el espectro de ondas electromagnéticas. Se conoce como espectro a la clasificación de las ondas en función de su longitud y frecuencia. De todo el espectro es de interés en este trabajo la parte denominada como radiación térmica, que comprende las longitudes de onda de la radiación infrarroja, visible y parte de la UV.

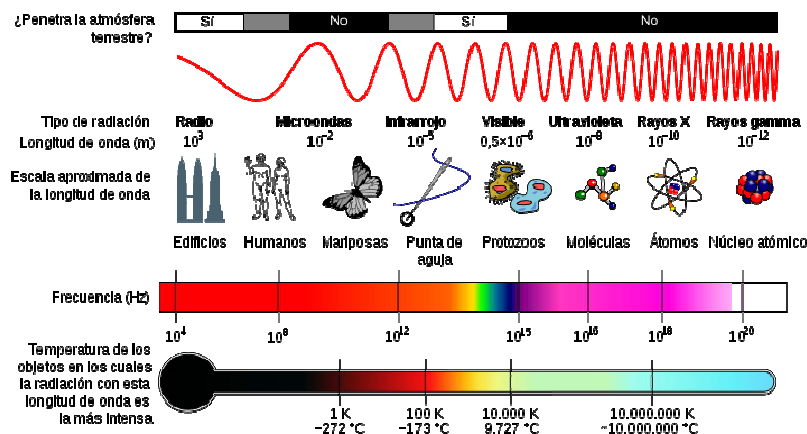


Figura 5: Espectro de la radiación electromagnética
 (http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:EM_Spectrum_Properties_es.svg)

Vista la radiación térmica, se procede a explicar cómo dos cuerpos a diferente temperatura se transfieren por radiación un flujo de calor. Muchos factores influyen en la transmisión de calor por radiación, tales como factores de forma, posición relativa y propiedades ópticas de los materiales. De forma simplificada se va a considerar lo siguiente: sean dos cuerpos enfrentados, con superficies a diferente temperatura $T_1 > T_2$, el cuerpo de mayor temperatura transferirá calor al de menor temperatura según la siguiente expresión:

$$q'' = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

Ecuación 36

Siendo q'' el flujo de calor por unidad de área, ε la emitancia del material (relación entre lo que emite y lo que emitiría un cuerpo negro a la misma temperatura) y σ la constante de Stefan- Boltzmann $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

2.2 ENERGÍA SOLAR

2.2.1 INTRODUCCIÓN

Se conoce como energía solar a la energía que el Sol produce mediante reacciones químicas de fusión nuclear y que emite en forma de radiación. Es fundamental en numerosos procesos en La Tierra como procesos biológicos, fisiológicos, atmosféricos, de aprovechamiento energético, etc.



En lo que concierne a la ingeniería se distinguen principalmente dos tipos de aprovechamiento de dicha energía: térmico y fotovoltaico. La energía solar térmica se basa en el aprovechamiento de la radiación solar para el calentamiento de un fluido de trabajo con múltiples fines, como obtención de agua caliente sanitaria, procesos de secado, ciclos de vapor para producción de energía eléctrica, etc. La energía solar fotovoltaica aprovecha la naturaleza de la luz en forma de fotones (que se explicará a continuación) para provocar el movimiento de electrones en un material semiconductor y, por tanto, corriente eléctrica.

En el presente capítulo se va a analizar el fenómeno de la transferencia de calor por radiación, modo fundamental cuando se trata de energía solar. Se explicará la naturaleza del Sol, cómo produce la energía y cómo llega ésta a la Tierra, así como la influencia que las posiciones relativas de ambos astros tienen sobre esta transferencia de energía.

2.2.2 EL SOL

El sol es una estrella amarilla de $6.96 \cdot 10^5$ kilómetros de radio formado en su 92.1% por hidrógeno. El resto está compuesto por 7.8% Helio y 0.1% otros elementos. Se calcula que su superficie se encuentra a 5800K. El sol consta de:

- Núcleo: donde se genera la energía mediante transformación de hidrógeno en helio. Ocupa el 80% de diámetro.
- Zona de radiación: donde los fotones transportan dicha energía
- Zona de convección: donde continúa el transporte de dicha energía, pero ahora de forma convectiva.
- Fotosfera: Capa de unos 500 km de espesor formada por átomos de hidrógeno, y que se encuentra a 5800 K en su mayoría, exceptuando algunos puntos con menor temperatura conocidos como manchas solares
- Cromosfera y Corona: Se extienden por varios radios solares y son los responsables de las radiaciones ionizantes (UV y rayos X)

Como se ha dicho, en el núcleo es donde tiene lugar la generación de energía mediante un proceso que se conoce como fusión nuclear que se basa en la unión de isótopos. Dos isótopos son el mismo elemento pero con número de neutrones diferente. Cuando un neutrón se une al núcleo de un átomo se forma un nuevo elemento de menor masa que la suma de los anteriores, liberando energía proporcional a dicha diferencia según:

$$E = mc^2$$

Ecuación 37

Como se ha dicho, el Sol se compone básicamente de Hidrógeno, en la forma de isótopos de un neutrón (Deuterio) y de dos neutrones (Tritio). Estos isótopos son los responsables de la fusión nuclear en el Sol y de su unión se produce Helio y energía. Esta energía será transportada en forma ondas electromagnéticas, alcanzando la Tierra y proporcionando luz y calor. En el caso de la luz, la hipótesis más aceptada es la que defiende la naturaleza dual onda- corpúsculo de ésta, afirmando que la luz se transporta en forma de fotones, como se explico en el apartado anterior. El calor será transportado en forma de radiación térmica. El sol actúa como un cuerpo negro emitiendo radiación a 6000K.



2.2.3 INFLUENCIA DE LA POSICIÓN DEL SOL Y LA TIERRA. ÁNGULOS SOLARES.

Numerosos factores afectarán a cómo la radiación solar llega a la Tierra, como la posición relativa entre los dos astros así como los ángulos que forman los rayos solares con el punto de interés en la Tierra. A continuación se analizan cada uno de dichos factores:

– DISTANCIA ENTRE EL SOL Y LA TIERRA

La Tierra gira en torno al Sol en una órbita elíptica en uno de cuyos focos se encuentra el Sol, de tal forma que la distancia entre el sol y la Tierra varía cada día según la expresión

$$r^2 = \frac{r_0^2}{1.000110 + 0.03421 \cos(\Gamma) + 0.00128 \sin(\Gamma) + 0.000719 \cos(2\Gamma) + 0.000077 \sin(2\Gamma)} \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde r_0 es la distancia media $r_0 = 1.496 \times 10^{11} m$ y Γ es el día del año en radianes, que expresado en función del día del año n quedaría:

$$\Gamma = \frac{2\pi(n-1)}{365} \quad \text{Ecuación 39}$$

– DECLINACIÓN

La Tierra posee un movimiento de rotación sobre sí misma, pero no lo hace sobre el eje perpendicular al plano de su movimiento, si no que el eje de giro forma un ángulo con la normal a dicho plano que se mantiene constante durante todo el año y que se conoce como declinación, de valor $\delta = 23.45^\circ$. Esto hace que los rayos del sol cambien el ángulo de incidencia a diario. La influencia de este fenómeno está en que los rayos han de atravesar la atmósfera hasta alcanzar la superficie terrestre. La atmósfera actuará como filtro, creando efectos de difusión, absorción, dispersión y reflexión, por lo que si en vez de incidir perpendicular lo hacen con otro ángulo, el rayo recorrerá más distancia.

– ÁNGULO CENITAL

El ángulo cenital θ_z Es el ángulo que forma la línea que une al observador y al Sol con la línea normal a la superficie terrestre. Se calcula según la expresión:

$$\theta_z = \arccos(\sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) \quad \text{Ecuación 40}$$

Donde ϕ es la latitud donde se encuentra el observador, δ la declinación y ω el ángulo horario, que será explicado a continuación. Se dice que el sol se encuentra en su cenit cuando éste ángulo alcanza su menor valor diario, esto es, el sol se encuentra en su punto más alto del día.

– ALTURA SOLAR

La altura solar α_s es el ángulo complementario al ángulo cenital θ_z . Esto es, el ángulo que forma la línea que une al observador y al Sol con la horizontal.



$$\alpha_s = \arcsen(\sen(\phi) \cdot \sen(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega))$$

Ecuación 41

Y además, por ser ángulos complementarios:

$$\alpha_s = 90 - \theta_z$$

Ecuación 42

– ÁNGULO HORARIO

El ángulo horario ω es el ángulo que forman dos planos que contienen al eje de rotación de la Tierra, uno pasa por el observador y el otro pasa por el centro del Sol, de tal manera que a las 12:00 (hora solar), el ángulo horario ω será 0°. En ese momento el Sol se encuentra en su cenit. Se expresa como:

$$\omega = (hora_{solar} - 12) \frac{360^\circ}{24}$$

Ecuación 43

Donde $hora_{solar}$ se refiera al instante del día en que se encuentra el sol, que no siempre coincide con la hora del lugar geográfico, pues una zona horaria abarca 15°, por lo que se produce un desfase entre la hora exacta del lugar y del Sol. Además, algunos países adelantan o atrasan la hora según la estación del año para obtener un mejor aprovechamiento energético. España no sólo realiza este cambio, si no que además va una hora por delante de lo que le corresponde por su longitud. Para calcular la hora solar exacta conocida la hora del lugar se procede como sigue (para el caso de países que no cambian la hora, como es el caso de Nicaragua):

$$hora_{solar} = hora_{local} + \left(\frac{24}{360^\circ} (L_{std} - L_0) + E_n \right)$$

Ecuación 44

Donde L_0 es la longitud del lugar en grados, L_{std} es la distancia en grados al meridiano de referencia (Greenwich), y E_n la excentricidad de la Tierra en horas:

$$E_n = \frac{229.2}{60} \left(0.000075 + 0.001868 \cos\left(\frac{360^\circ}{365}(n-1)\right) - 0.032077 \sen\left(\frac{360^\circ}{365}(n-1)\right) - 0.014615 \cos\left(\frac{360^\circ}{365} 2(n-1)\right) - 0.04089 \sen\left(\frac{360^\circ}{365} 2(n-1)\right) \right)$$

Ecuación 45

En el caso de España, que como se ha explicado anteriormente va con una hora de adelanto de la que le corresponde, y dos entre mayo y octubre, la hora solar se calcularía como:

$$hora_{solar} = \begin{cases} hora_{local} + \left(\frac{24}{360^\circ} (L_{std} - L_0) + E_n \right) - 1 & \text{si } 1 \leq n \leq 85 \text{ ó } 312 \leq n \leq 365 \\ hora_{local} + \left(\frac{24}{360^\circ} (L_{std} - L_0) + E_n \right) - 2 & \text{si } 85 < n < 312 \end{cases}$$

Ecuación 46

– ÁNGULO ACIMUTAL

El ángulo acimutal γ_s es el ángulo que forma la proyección sobre la horizontal de la línea que une al observador con el Sol y la dirección Norte- Sur, de manera que cuando el sol está al sur el ángulo acimutal es cero.

$$\gamma_s = \arcsen\left(\frac{\cos(\delta) \cdot \sen(\omega)}{\sen(\theta_z)}\right)$$

Ecuación 47



– ÁNGULO DE SALIDA Y PUESTA DEL SOL

Es el ángulo horario para el cual sale el sol y se pone. El ángulo será el mismo en ambos casos con signo opuesto:

$$\omega_s = \arccos(-\tan(\phi) \cdot \tan(\delta))$$

Ecuación 48

Siendo ϕ la latitud y δ la declinación.

2.2.4 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

Cuando la radiación solar incide sobre un cuerpo puede ser reflejada (esto es, devuelta con la misma frecuencia) o absorbida. En este caso se transformará en energía térmica que aumentará la temperatura de la placa, lo que a su vez provocará la transferencia de calor de ésta al ambiente por radiación, como se explicó anteriormente. Por tratarse de baja temperatura la onda que emita será de longitud grande, es decir, emitirá en el infrarrojo. Un colector de placa plana tiene este principio de funcionamiento. El sol calienta la placa, que actúa como cuerpo negro por radiación. Ésta a su vez emitirá en el infrarrojo, pero la cubierta frenará esta emisión, aumentando aún más la temperatura del colector, en lo que se conoce como efecto invernadero. Por él se hará circular un fluido de trabajo que se llevará parte de este calor.

2.3 PSICROMETRÍA

Para entender el proceso de secado es necesario repasar la termodinámica del aire húmedo o psicrometría. La psicrometría estudia el aire como una mezcla de agua pura y aire puro. Para conocer el estado de equilibrio de la mezcla será necesario conocer, además de de dos propiedades termodinámicas de la mezcla, una relación entre la proporción de sus fases. Conocido esto se podrán determinar el resto de propiedades de la mezcla. Se definen una serie de conceptos básicos:

- Aire seco: Mezcla gaseosa que a efectos de cálculo se considera como gas ideal con la siguiente composición en fracción molar:

$$X_{N_2} = 0.79, X_{O_2} = 0.21$$

- Fracción molar de vapor x_v : moles de vapor n_v por cada mol de mezcla

$$(n_v + n_a) :$$

$$x_v = \frac{n_v}{n_a + n_v}$$

Ecuación 49

- Relación de humedad o Humedad absoluta: masa de vapor por masa de aire seco:

$$w = \frac{m_v}{m_a}$$

Ecuación 50

- Humedad relativa Φ : Relación entre la fracción molar de vapor presente en el aire y la que se tendría si el aire estuviera saturado a la misma presión y temperatura:

$$\Phi = \frac{x_v}{x_{v,sat}}$$

Ecuación 51



- Presión de saturación P_s : Presión a la que a una temperatura dada, una masa de aire húmedo con la misma concentración estaría saturada.
- Temperatura de rocío T_R : Temperatura a la que a una presión dada, una masa de aire húmedo con la misma concentración estaría saturada.
- Temperatura de bulbo húmedo T_{wb} : Temperatura que alcanzaría un termómetro empapado en agua sometido a una corriente estacionaria de aire. Su valor es muy parecido a la temperatura de rocío y en la práctica se utilizan indistintamente, aunque la de bulbo húmedo corresponde a un estado estacionario con intercambio de calor y cambio de fase y la segunda a un estado de equilibrio

Las funciones arriba definidas se pueden relacionar entre ellas. Sea M_{va} la relación entre las masas molares de vapor y agua $M_{va} = \frac{M_v}{M_a} = \frac{0.018}{0.029} = 0.622$, se tiene:

$$x_v = \frac{n_v}{n_v + n_a} = \Phi \frac{P_s(T)}{P(T)} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$\Phi = \frac{x_v}{x_{v,sat}} = \frac{1}{\frac{P_s}{P} \left(\frac{M_{va}}{w} + 1 \right)} \quad \text{Ecuación 53}$$

$$w = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_{va}}{\frac{1}{x_v} - 1} \quad \text{Ecuación 54}$$

La relación de Clausius- Clapeyron nos permitirá conocer la presión de saturación de una mezcla conocida la temperatura:

$$\ln \left(\frac{P_s(T)}{P_s(T_{ref})} \right) = - \frac{h_{lv} M_v}{R_v} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \quad \text{Ecuación 55}$$

Siendo T_{ref} la temperatura de referencia $T_{ref} = 298K$, h_{lv} la entalpía de cambio de fase, R_v la constante de los gases para el vapor, M_v la masa molar de vapor:

$\frac{h_{lv} M_v}{R_v} = 5300K$. La presión de saturación para la temperatura de referencia

tendrá un valor de $P_s(T_{ref}) = 3.17kPa$

El resto de ecuaciones que relacionan las demás propiedades termodinámicas de la mezcla, como la entalpía, presión, temperatura, etc., son ecuaciones implícitas complicadas. Pero los cálculos se simplifican enormemente haciendo uso del diagrama psicrométrico que se adjunta a continuación. Para una presión determinada, entrando en él con dos parámetros conocidos de la mezcla, todos los demás quedarán determinados.

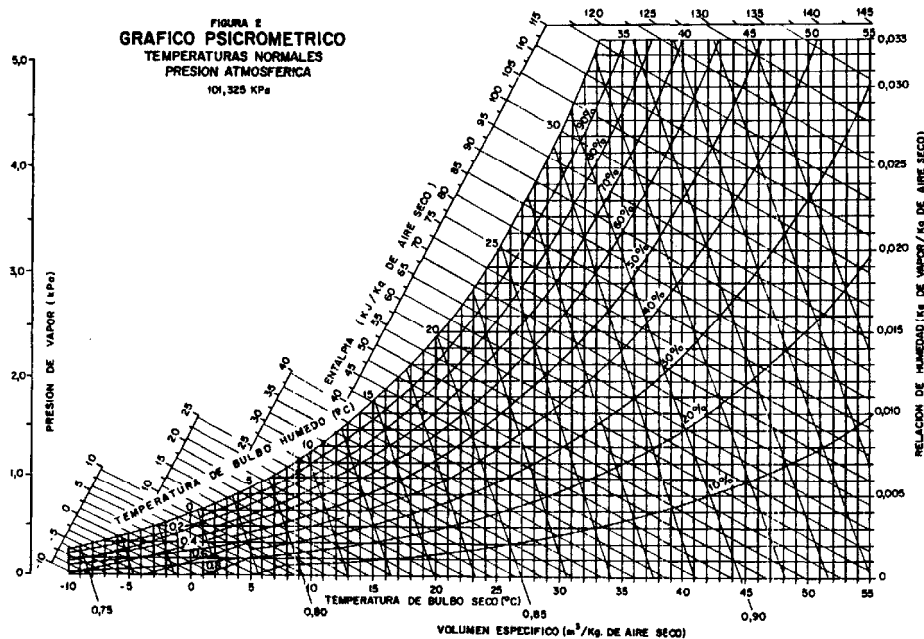


Figura 6: Diagrama psicrométrico

Cuando se trate de un proceso de secado, conocidos los valores de dos de los parámetros del aire aquí presentados se podrá saber qué cantidad de agua es capaz de absorber al hacerlo circular por un cuerpo con mayor contenido de humedad.

2.4 SECADEROS SOLARES Y APLICACIONES

2.4.1 INTRODUCCIÓN AL SECADO

Se entiende como secar al proceso en el que se transfiere el agua contenida en un producto al aire que le rodea. Esto requiere gran cantidad de energía térmica para evaporar dicho agua. Esta energía se denomina calor latente.

El secado conlleva:

- Transferencia de calor al producto para aumentar la presión de vapor del agua contenida en el producto, hasta igualarla con la del ambiente para que se produzca la evaporación.
- Transferencia de calor al aire que rodea al producto para reducir su humedad relativa por debajo de la del ambiente y que acepte el vapor de agua que liberará el producto. Este proceso se conoce como adsorción.
- Transferencia partículas de agua desde el interior del producto a su superficie, y de ésta al ambiente. Los procesos se denominan respectivamente difusión y desorción
- Movimiento del aire que envuelve al producto para arrastrar las partículas de agua que se han transferido desde el producto.

Por eso un secadero deberá aportar el calor necesario para que esto suceda, además de una corriente de aire que se lleve el vapor que saldrá del producto.



El proceso puede estar gobernado tanto por la velocidad de adsorción como por la de difusión. Esto, es, si la velocidad a la que se evapora agua desde la superficie es muy alta y la difusión de partículas desde el interior del producto para reponer estas partículas no es lo suficientemente alta, se producirá excesiva deshidratación en la superficie, corriendo el riesgo de deteriorarla y que el nivel de secado no sea el óptimo. En este caso la velocidad que gobierna el proceso será la de difusión. Si por el contrario las partículas de agua se transportan rápidamente a la superficie, la velocidad que gobernará el proceso será la de adsorción de la corriente de aire.

2.4.2 SECADEROS SOLARES

La instalación donde se llevará a cabo el secado del producto se denomina secadero, secador o deshidratador. Este texto se referirá a ellos como secadero. Los secaderos solares obtienen la energía necesaria para el secado de un producto a partir de energía solar. Existen diversas configuraciones, pudiendo ser la energía solar la única fuente de energía o una fuente complementaria. El flujo del aire puede ser generado por convección natural o por convección forzada, y el proceso de secado puede ser mediante la circulación de aire precalentado o por exposición directa del producto al sol, o una combinación de ambas.

A continuación una clasificación general de dichos secaderos:

2.4.2.1 Según la temperatura de secado:

– SECADEROS DE ALTA TEMPERATURA

Destinados a productos que necesitan un secado muy rápido, normalmente por evitar mucho tiempo de contacto con el aire. Existen dos configuraciones dentro de ésta: de lote o de flujo continuo. La primera abarca aquellos secaderos en los que el producto es introducido por lotes, secado y posteriormente retirado. En la segunda se hace circular el producto a contracorriente con la corriente de aire, generalmente empleando fuerzas gravitatorias, de tal manera que el producto se seca según cae.

Generalmente esta clasificación abarca los secaderos que funcionan a temperaturas superiores a 100°C, aunque el rango de temperaturas en el que trabajará dependerá del producto, refiriéndose con alta temperatura a una temperatura relativa a la que el producto puede tolerar. En general emplean combustibles fósiles o electricidad, pero para algunos productos se puede emplear energía solar.

– SECADEROS DE BAJA TEMPERATURA

El proceso de secado es más lento, de tal manera que el producto se expone a una corriente de aire durante un periodo de tiempo más largo, por lo que el producto debe tolerar estar expuesto por mucho tiempo a una corriente de aire, e incluso a fluctuaciones en el flujo de calor.



Generalmente se utiliza para productos con una humedad inicial no muy alta, no más de un 40%. La temperatura de funcionamiento será menor de 100 °C, aunque como se dijo anteriormente depende del producto a secar. Como las temperaturas son menores para este caso, y por tanto necesitan menor cantidad de energía, este tipo de secaderos son más apropiados para el uso de energía solar.

2.4.2.2 Según el uso de una fuente auxiliar de energía:

– SECADEROS SOLARES ACTIVOS:

Son aquellos que obtienen la energía térmica del sol, pero emplean una fuente de energía auxiliar. Dicha energía puede tener dos propósitos: provocar el movimiento del aire en su interior, creando convección forzada, o complementar el calor aportado por radiación solar, si esta no alcanza el valor mínimo deseado. En el primer caso citado, generalmente se hace uso ventiladores. En el segundo caso combustibles fósiles.

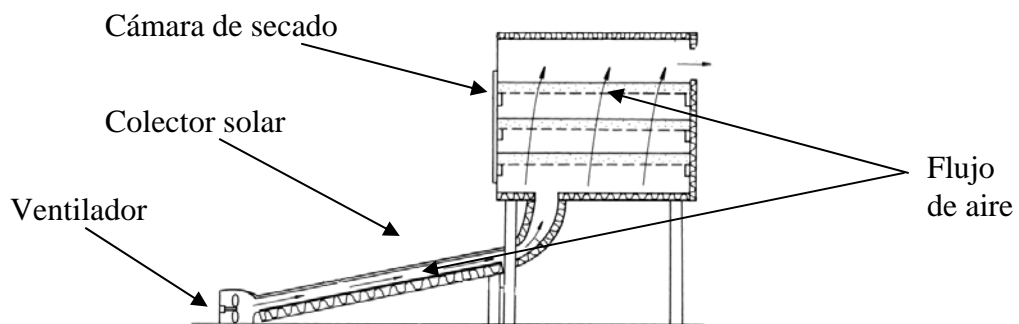


Figura 7: Ejemplo de un secadero solar activo (Norton 1997)

– SECADEROS SOLARES PASIVOS

Hacen uso exclusivo de energía solar como la única fuente de energía. Este tipo abarca tanto la forma más tradicional de secado, que es simplemente exponer el producto al sol directamente, como también un método más sofisticado que consiste en hacer uso de la convección natural generada con la energía solar térmica, de manera que se hará circular una corriente de aire por el producto.

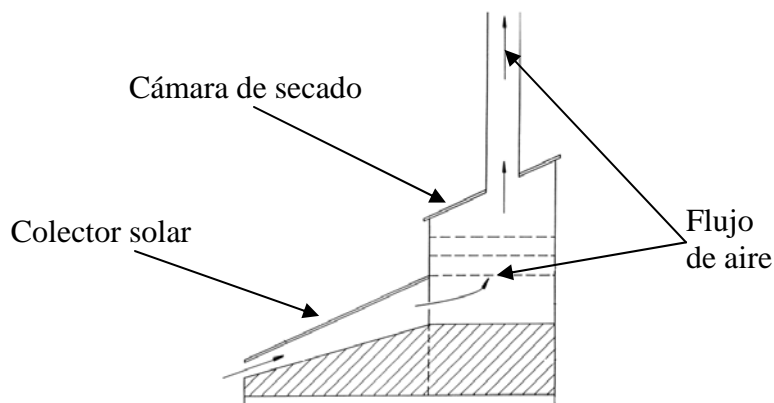


Figura 8: Ejemplo de secadero solar pasivo (Norton 1997)



2.4.2.3 Según el empleo de la radiación solar

– SECADEROS SOLARES INTEGRALES O DIRECTOS

El producto es situado en cámaras transparentes, de tal manera que la radiación solar le llega directamente.

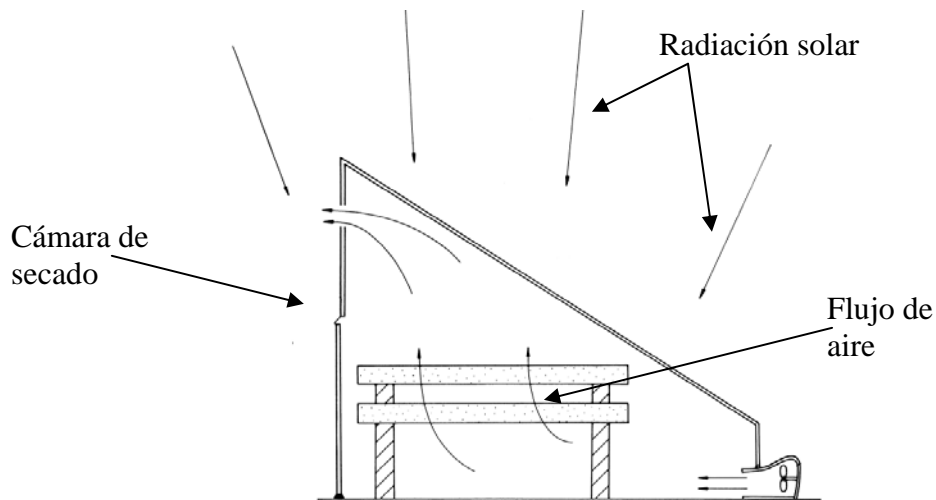


Figura 9: Ejemplo de secadero solar integrado o directo (Norton 1997)

– SECADEROS SOLARES DISTRIBUIDOS O INDIRECTOS

El aire que circulará por la cámara donde se sitúa el producto será precalentado haciendo uso de energía solar térmica, mientras que la cámara donde se sitúa el producto es opaca, protegiéndolo de la radiación solar directa.

Esto es muy útil cuando el producto puede verse perjudicado por exposición directa al sol, especialmente cuando se trata del color, pues la luz del sol es muy agresiva en este aspecto, deteriorando las propiedades superficiales de los materiales.

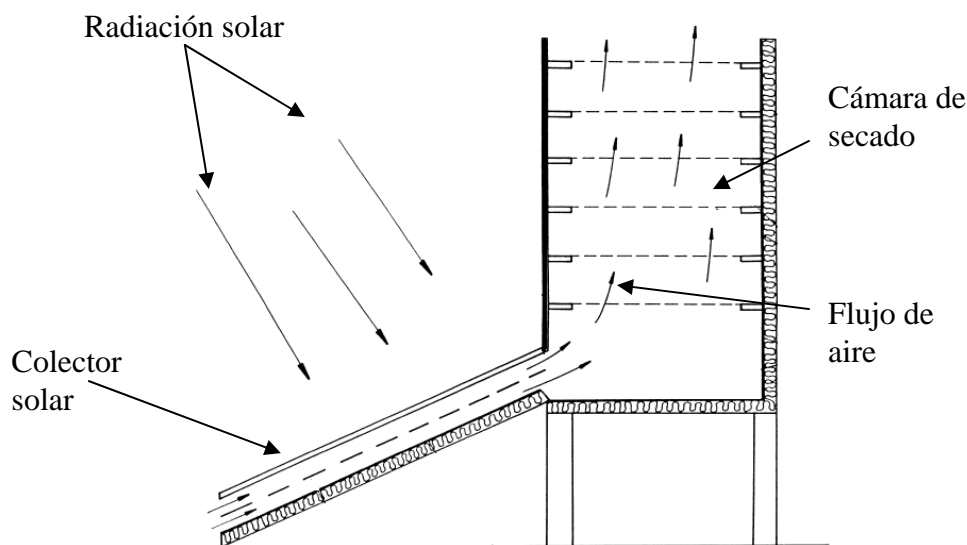


Figura 10: Ejemplo de secadero solar distribuido o indirecto (Norton 1997)

– SECADEROS SOLARES MIXTOS

Este tipo de secaderos combina los dos métodos anteriores, de tal manera que el aire que circula por la cámara donde se encuentra el producto entra precalentado haciendo uso de energía solar térmica, pero igualmente la cámara que alberga el producto permitirá el paso de la radiación solar.

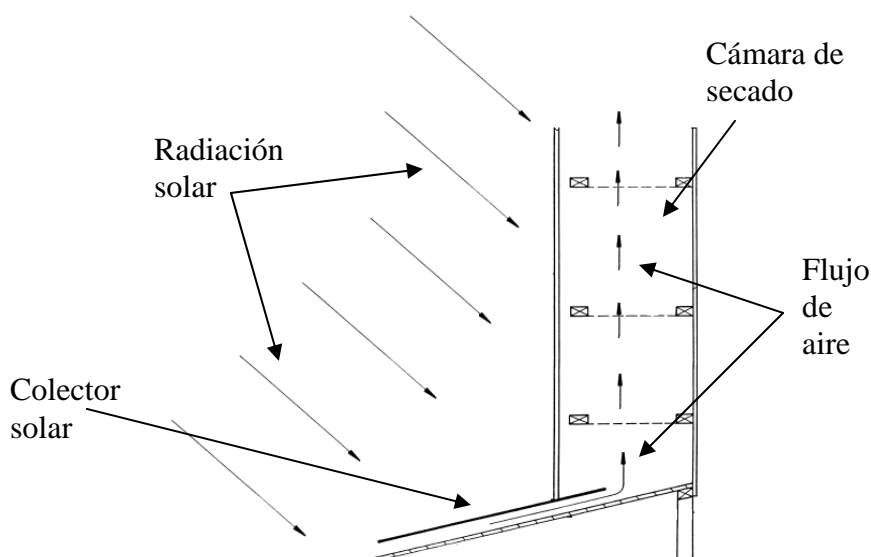


Figura 11: Ejemplo de secadero solar mixto (Norton 1997)

A continuación se muestra a modo de resumen un esquema de las diferentes combinaciones de las configuraciones presentadas:

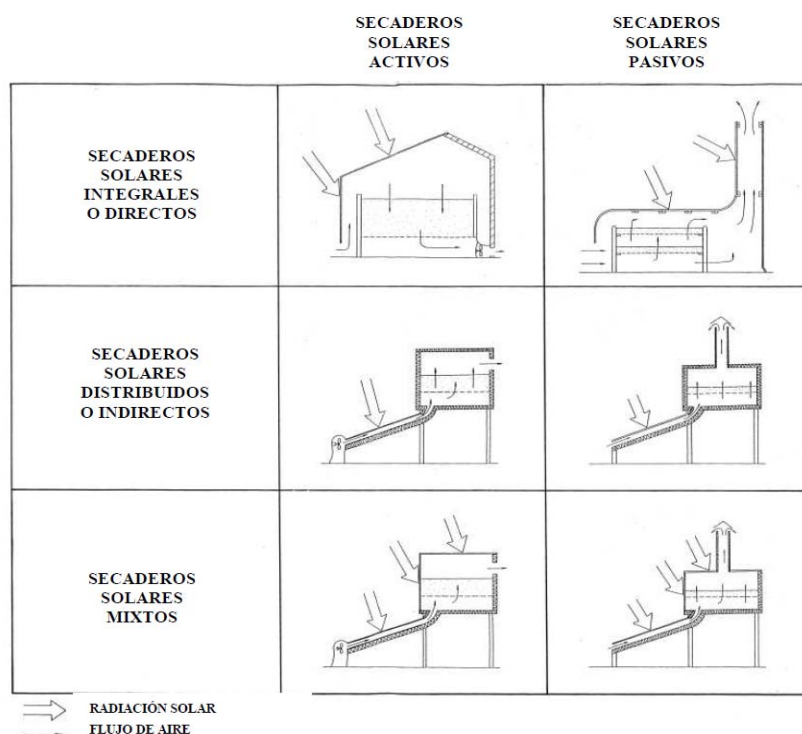


Figura 12: Esquema de las diferentes configuraciones de secaderos solares presentadas (Norton 1997)



Este texto se centrará en los secaderos solares pasivos mixtos. Esto es, la circulación del aire se realizará mediante convección natural, sin el uso de otra fuente de energía auxiliar. El aire es precalentado en el colector solar, y la energía térmica recibida de la radiación solar será la responsable de crear la convección natural para que el aire fluya en el interior del secadero. La cámara que alberga el producto tiene al menos una de sus paredes de vidrio transparente, permitiendo que la radiación solar incida directamente sobre el producto.

2.4.3 EL COLECTOR SOLAR DE UN SECADERO

El colector solar es el responsable de captar energía solar y transmitirla al fluido de trabajo en forma de calor útil. En el caso de secaderos solares el fluido de trabajo es aire, que será calentado por convección en el colector solar, para pasar posteriormente a la cámara de secado. En el caso de los secaderos pasivos, el colector además tiene que favorecer la convección natural que provocará el flujo de aire.

El colector puede ser de concentración o de placa plana. Para el rango de temperaturas en el que trabajan los secaderos de productos agrícolas será suficiente un concentrador de placa plana, sin tener que recurrir a la complejidad de un concentrador. (Ekechukwu y Norton, 1997).

Existen numerosas configuraciones en función de cómo se coloca la placa absorbente, cómo se conduce el aire por el interior del colector, si existe o no cubierta transparente o aislante (Apuntes de la Universitat Politècnica de Catalunya). A continuación se muestran en un esquema las diferentes configuraciones existentes.

Según el uso o no de cubierta transparente: los tipos A, E y G de la figura 13 no disponen de cubierta transparente. Esto produce gran ahorro económico, pero sólo son factibles en zonas de clima cálido donde se desea una diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida menor de 10°C. Todos los demás disponen de dicha cubierta. En lugares fríos se suele incluso poner dos cubiertas con aire entre ellas para garantizar mejor aislamiento. También se puede dejar un espacio de aire estanco entre la cubierta y la placa que ejercerá como aislante, como en el caso C.

Según la disposición de la placa: Los tipos A, B, C y D disponen del mismo tipo de placa, pero se diferencian en la colocación de ésta respecto a los otros componentes del colector. En los casos A, B y C se dispone de un solo canal, diferenciándose por tener la placa por encima de la corriente (A), por debajo (B), o por encima pero con una cámara de aire que actúa como aislante. En el caso D se dispone de dos canales de aire.

Según cómo se conduce el aire por el interior del colector se presentan los tipos E, F, G y H. Los casos E, F y G presentan la placa perforada, lo que favorece enormemente la turbulencia del aire, además de disminuir las pérdidas en caso de no presentar cubierta, como en el caso E y G, pues el aire calentado por la

parte exterior de la placa es introducido en el canal en vez de perderse. Mencionar además que el tipo G tiene sección circular.

Por último el tipo H presenta una placa corrugada. La dirección del flujo es la normal al papel. Presenta las mismas características que una placa plana, sólo que con mayor superficie de intercambio.

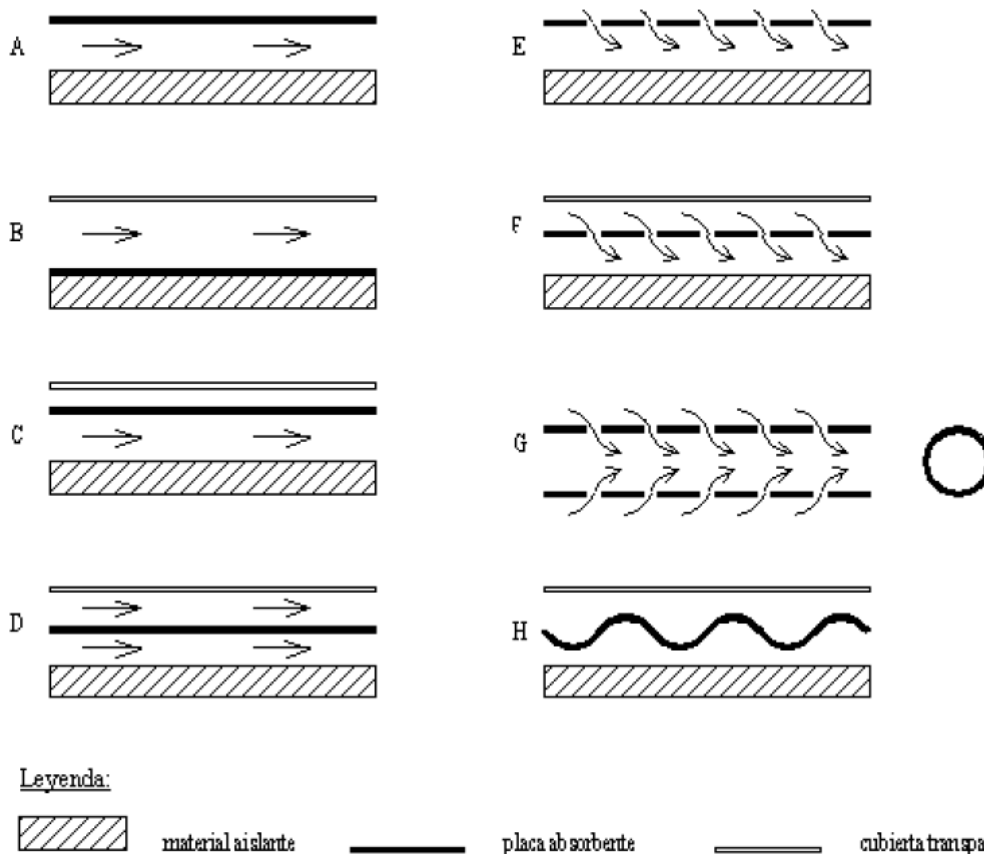


Figura 13: Diferentes configuraciones de un colector solar para secaderos. (Módulo 4 del Máster en Energías para un desarrollo Sostenible. Universitat Politècnica de Catalunya)

Los colectores que se tratarán en este trabajo disponen de cubierta sin cámara de aire estanco, placa plana sin perforar ni corrugar, y aislante. Se trabaja con dos configuraciones, un solo canal en el caso de Nicaragua (Tipo D) y dos canales en el caso de España (Tipo B).

2.4.4 APLICACIONES

La mayor parte de los países en vías de desarrollo se encuentran ubicados en la zona tropical del planeta, con un clima caliente y húmedo. Estos países basan su economía principalmente en la explotación de productos agrícolas. Por el clima citado, cuando el producto es cosechado su contenido en humedad es muy alto, y esto no siempre es deseable. Si se consigue bajar este contenido se consiguen beneficios tales como mejor conservación en el caso de productos alimenticios, o menor peso para facilitar el transporte en el caso de la madera, que es lo que concierne a este texto.



Un pequeño productor local en estos países no siempre tiene garantizado el suministro eléctrico para el uso de ventiladores. O quizás no lo puede pagar. Su cosecha o la calidad de su madera no pueden depender de la electricidad. El exponer el producto al sol directamente puede acelerar el proceso de secado, pero también lo expone a agentes atmosféricos, hongos, insectos y bacterias que la pueden deteriorar. Es por eso que se empezó a extender el uso de secaderos que emplean la energía solar térmica, de manera que el producto está protegido por una cámara, y no hay dependencia de la energía eléctrica, pues se puede hacer uso de la convección natural como se vio anteriormente.

A la hora de diseñar un secadero, hay que tener en cuenta que cada producto tiene una tolerancia diferente a la radiación, las altas temperatura o la velocidad de la corriente. Por ejemplo (Fudholi, Sopian y Ruslan 2009), el tabaco cuando se recoge presenta humedad cercana al 90%, frente al 10% deseable para su producción, pero tolera perfectamente altas temperaturas. Sin embargo el trigo, que se cosecha con una humedad en torno al 20% y se desea un 16%, necesita poco nivel de secado, pero no aguanta temperaturas superiores a 45°C. Véase Anexo 1 para más ejemplos.

A nivel industrial se dispone de secaderos muy sofisticados, con numerosas posibilidades de regulación de los parámetros deseados, pero que dependen altamente de una fuente de energía auxiliar para que dicha regulación sea posible. Estos son los secaderos son los que el pequeño productor no se puede permitir. Por eso se desarrollan secaderos mucho más sencillos, de uso y mantenimiento simple y fabricados con materiales asequibles en la zona de trabajo.

En el caso de los sofisticados secaderos industriales donde se pueden regular dichos parámetros, la tolerancia del producto no presenta problema. Sin embargo a la hora de hacer el diseño de un secadero básico hay que tener en cuenta el producto en concreto que se va a secar, pues un mal diseño puede provocar un aumento de la temperatura que destruya la cosecha. El problema es que hay muchos factores que afectan a éstos parámetros, como la radiación solar, la velocidad del viento, la nubosidad, la humedad relativa del ambiente, etc. Esto es lo que realmente dificulta el diseño de los secaderos que no dependen de energía eléctrica.

Este texto se centra en el secado de la madera, proceso que se analizará en detalle más adelante.

2.5 SECADO DE LA MADERA

2.5.1 INTRODUCCIÓN A LA MADERA

Para entender cómo se alberga el agua en la madera hay que conocer primero su estructura y composición. Se forma principalmente de celulosa, un polisacárido estructural que le da resistencia y soporte; y lignina, que le da dureza y protección. En una sección de un tronco de un árbol se distinguen varias partes. Yendo de fuera hacia adentro Radialmente:



- Corteza: Se compone de células muertas y de protección contra agentes externos.
- Cámbium: Es la zona de transición entre la corteza y la madera y consta de dos partes, el xilema, correspondiente a la parte interior, y el floema, correspondiente al exterior.
- Albura: es la parte más joven de la madera, y por tanto más superficial y de color más claro. Contiene a la mayoría de las células del tronco y transporta la savia.
- Duramen: Es la parte interna de la madera, que antes fue albura y se ha lignificado, esto es, sus células han muerto. Es la parte más dura de la madera.
- Médula vegetal: Es el centro del tronco y no tiene casi resistencia, por lo que no se utiliza.

Para procesar la madera y utilizarla en construcción, las fases por las que pasa serían las siguientes:

- Corte del árbol
- Transporte
- Aserrado
- Secado
- Construcción

La etapa de secado es la que concierne a este trabajo.

2.5.2 HUMEDAD EN LA MADERA

El contenido de agua en la madera de un árbol recién cortado variará según la época del año, la especie forestal y la zona donde éste se encuentre. Además las maderas livianas contienen más agua por ser más porosas que las pesadas. Dentro de un tipo concreto de madera, la albura contendrá más agua que el duramen, por tratarse de células que transportan el agua cuando el árbol está vivo. El tipo de agua contenido en la madera se puede clasificar como (http://116_x_secado_tradicional_de_eucalipto_gotttert.pdf):

- AGUA LIBRE: El agua que ocupa las cavidades celulares, esto es, los poros. Es la primera que se pierde en el proceso de secado, y lo hace fácilmente porque las fuerzas capilares que la retienen son muy débiles. Cuando toda esta agua se evapora se alcanza lo que se conoce como “punto de saturación de fibras”, estado en el que las cavidades celulares no contienen agua pero las paredes celulares están saturadas. La humedad característica de este estado es de entre un 20 y 30% de media, dependiendo de la especie y el clima. En esta fase del secado la madera no experimenta cambios dimensionales ni se alteran sus propiedades mecánicas.
- AGUA DE SATURACIÓN O IMPREGNACIÓN: Es el agua que se encuentra en las paredes celulares. Pasado el punto de saturación de fibras, el proceso de secado adquiere una velocidad menor en el cual



ésta es el agua que se evapora, hasta alcanzar el equilibrio higroscópico con el ambiente. La humedad alcanzada tras este proceso de secado es de entre un 12 y 18% en función de la especie y el clima, siendo éste el menor contenido en humedad que se puede obtener con un secado al aire. Si se desea menor contenido habrá que hacer uso de secaderos artificiales.

- AGUA DE CONSTITUCIÓN: Es el agua contenida en las células del árbol, y su eliminación supondría la desestructuración o dañado de la madera.

Notar que, como se comentó anteriormente, el contenido de agua de la madera depende enormemente de la humedad del ambiente y del tipo de madera del que se trate, haciendo complicado establecer unos rangos característicos generales de éstos parámetros. Por eso todos los valores aquí son representativos, pero pueden variar en gran medida.

El contenido total de los tipos de agua anteriormente descritos conforma el Contenido de Humedad, o lo que es lo mismo, la relación entre la cantidad de agua contenida y el peso de la madera seca:

$$CH = \frac{P_{hum} - P_{anh}}{P_{anh}} \quad \text{Ecuación 56}$$

Siendo CH el contenido de humedad, p_{hum} el peso de la madera húmeda, y p_{anh} el peso anhidro de la madera, o lo que es lo mismo, el peso de la madera sin agua. Según este Contenido de Humedad la madera se clasifica en (<http://www.parkets.net/datostecnicos/datos2.htm>):

- MADERA VERDE: El contenido de humedad de la madera está comprendido entre el punto de saturación de las fibras antes mencionado (entre 20% ó 30%), hasta la humedad del árbol vivo, que según la especie (entre 70% ó 150%)
- MADERA HÚMEDA: La madera aún contendría agua de saturación o impregnación, esto es, humedades entre 12% y 20%
- MADERA SECA AL AIRE: Se habría eliminado todo el agua de saturación o impregnación posible hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente. Normalmente no se pueden conseguir valores por debajo de 12% en este estado.
- MADERA SECA EN CÁMARA: Se puede reducir el contenido de humedad por debajo del punto de equilibrio con el ambiente.

2.5.3 IMPORTANCIA DEL SECADO DE LA MADERA

Una madera secada correctamente adquiere más valor económico en el mercado. Esto se debe en primer lugar a que se pierde una gran cantidad de peso al secarla, favoreciendo su transporte. Además, la madera seca es más fácil de trabajar, adquiere firmeza, se endurecen las fibras y se evitan infecciones o degradación. Se consigue también un color más uniforme, pues la madera húmeda presenta manchas por los diferentes gradientes de humedad.



El contenido en humedad varía según el punto de la madera, (que es un material anisótropo) de tal manera que la humedad contenida en ella provocará deformaciones, y lo hará de diferente manera en las direcciones transversal y longitudinal.

La humedad en la madera va a tratar de equilibrarse con la ambiente, de manera que si no se seca previamente y se construye, por ejemplo, un mueble con madera verde con mucho contenido en humedad y se pone en un clima seco, la madera perderá humedad y deformará el mueble.

2.5.4 PROCESO DE SECADO DE LA MADERA

Cuando se expone un pedazo de madera a un ambiente con diferentes condiciones de humedad y temperatura se va a tender al equilibrio, de tal manera que la presión parcial del vapor contenido en la madera tenderá a igualar la ambiente, produciéndose la evaporación del agua sobrante hasta alcanzar el equilibrio. Este proceso no es instantáneo y estará gobernado por los tiempos de adsorción del aire que rodea la madera, así como la velocidad de difusión de las partículas de agua desde el interior de la madera hacia la superficie.

La distribución de las partículas de agua en el interior de la madera no es uniforme, como se vio antes. El agua contenida en la superficie se evaporará en primer lugar y será suplantada por el agua que el interior de la madera cederá a la superficie. Si el tiempo de evaporación del agua superficial es mucho más rápido que el de difusión desde el interior, la superficie alcanzará rápidamente el punto de saturación de las fibras, y empezará a deformarse, mientras que el interior aun contiene agua y no se deformará, produciéndose tensiones que agrietarán la superficie y la contracción capilar que frenará la difusión de partículas y provocará el endurecimiento.

En el caso de secaderos solares pasivos el control del proceso es muy complicado, pues depende altamente del clima, la radiación y el viento. Para dimensionar un proceso de secado es necesario conocer la velocidad del mismo, así como la energía térmica necesaria para lograrlo. Como se vio en el apartado de psicrometría, al calentar el aire se reducirá su humedad relativa, haciendo que acepte más agua. El proceso de secado se divide en 4 partes.

1. Período Inicial: La madera contiene una humedad inicial X_0 empieza a ganar temperatura desde un valor inicial T_0 hasta la temperatura de bulbo húmedo del aire T_{wb} . Es un proceso muy breve.

2. Período de velocidad constante N_{wc} : La presión parcial del vapor de agua que contiene la superficie ha igualado a la atmosférica, por lo que tiene lugar la evaporación a velocidad constante N_{wc} y el reemplazamiento de dicho agua por partículas procedentes del interior de la madera. Este proceso tiene lugar a temperatura constante T_{wb}

3. Primer período de velocidad descendente: Se produce tras sobrepasar el punto de saturación de las fibras y alcanzar el punto de humedad crítico X_{cr} . Empieza a aumentar la temperatura y desciende la velocidad de evaporación. Cuando toda el agua contenida en la superficie se evapora este período acaba y el proceso empieza a estar gobernado por la velocidad de difusión de partículas desde el interior de la pieza.

4. Segundo período de velocidad descendente: El proceso empieza a ser totalmente independiente de las condiciones exteriores, pues la humedad en la madera se empieza a acercar de manera asintótica a la humedad del ambiente X_e y la temperatura a la temperatura del bulbo seco del aire T_g .

A continuación se muestran en gráficas los diferentes parámetros del secado para los diferentes períodos vistos:

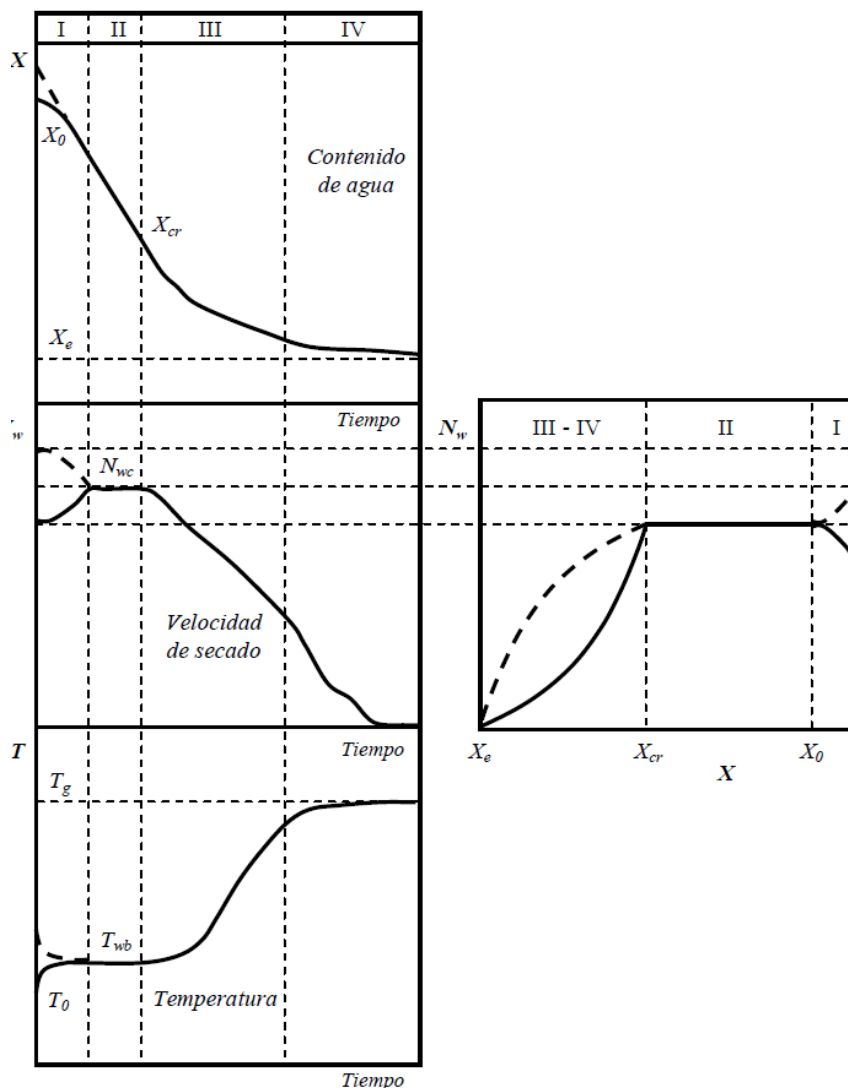


Figura 14: Representación de los 4 períodos de secado de la madera. (Módulo 4 del Máster en Energías para un desarrollo Sostenible. Universitat Politècnica de Catalunya)

Hasta aquí una revisión de los conceptos técnico necesarios para entender el desarrollo del proyecto.



3 INTRODUCCIÓN SITUACIONAL

3.1 NICARAGUA

Para entender la situación actual de Nicaragua es necesario conocer su historia. Se presenta en este trabajo una pequeñísima síntesis de la historia de Nicaragua desde la llegada de los españoles hasta la actualidad que ayuda un poco a entender el porqué de la situación del país. Nicaragua es una república democrática ubicada en Centroamérica, con capital en Managua. El último censo cuenta con 5.8 millones de Nicaragüenses y fue realizado en 2008. El presidente actual es José Daniel Ortega Saavedra, líder del partido Frente Sandinista de Liberación Nacional (FSLN), elegido en las urnas en 2006. En noviembre de 2011 se esperan nuevas elecciones. El territorio nicaragüense consta de 15 departamentos y 2 regiones autónomas, divididos en 153 municipios. A continuación se presenta un mapa político del país.



Figura 15: Mapa político de Nicaragua y ubicación de la zona de trabajo

Según el Índice de Desarrollo Humano de la ONU [IDH] Nicaragua ocupa la posición 115 de 169 países con una tasa de pobreza del 56.5% de la población, y un 15% en extrema pobreza, siendo el segundo más pobre de América Latina después de Haití.

Su geografía está formada principalmente por lagos, volcanes, zonas de cultivo y pasto, y bosque húmedo y seco. Ha sido altamente deforestada, por lo que su clima ha cambiado rotundamente en los últimos años, tornando a seco y caliente.

Posee dos estaciones. La estación de lluvias, de mayo a noviembre, y la estación seca, de noviembre a mayo. No obstante, la duración de las estaciones dependerá del punto exacto de ubicación. Presenta tres zonas climáticas bien diferenciadas como se explicará más adelante.



3.1.1 BREVE RESEÑA HISTÓRICA

Los principales pobladores de la región antes de la llegada de los españoles eran los Náhuatl, aunque convivían con muchas más etnias que contaban con menos individuos que la mencionada. Nicaragua debe su nombre al cacique Nicarao, miembro de este grupo étnico. Las primeras evidencias de pobladores indígenas son de hace más de 6000 años (Huellas de Acahualinca, huellas humanas preservadas en lava solidificada).

En 1524 los españoles llegan al territorio de la actual Nicaragua y liderados por Francisco Hernández de Córdoba fundan los dos primeros asentamientos: Granada y León. El este del país pasó a formar parte la Corona Inglesa, que creó un protectorado que duró desde la conquista hasta el siglo XIX, cuando fue anexionado a la parte dominada por los españoles. La independencia del territorio se produce en 1821, pasando a formar parte del Primer Imperio Mexicano, luego la Unión Centroamericana, posteriormente a la República Federal de Centroamérica y no será hasta 1838 que Nicaragua forma el estado independiente que conocemos ahora.

Por tratarse de un punto estratégico de comunicación entre los océanos Atlántico y Pacífico, Estados Unidos trata de anexionarse el estado a mediados del siglo XIX, sin éxito, pero contando desde entonces con mucha presencia del ejército norteamericano en el país. Comienza entonces una época de conflictos entre los liberales y los conservadores (apoyados por Estados Unidos) que frenará mucho el crecimiento económico del país, que se recupera moderadamente a partir de 1858 y vive una mejor época durante los treinta años siguientes bajo el mando conservador.

En 1893 José Santos Zelaya López, del partido liberal es elegido como presidente e implanta un régimen dictatorial que durará hasta 1912, cuando vuelve a comenzar un periodo de mucha inestabilidad política, con diversas intervenciones armadas de Estados Unidos, además de conflictos territoriales con los países vecinos, pues las fronteras no estaban completamente definidas. En esta época de ocupación norteamericana surge un movimiento de resistencia militar liderado por Augusto César Sandino. Fue ejecutado por la Guardia Nacional en 1933, pero sus obras sentarán las bases para la posterior fundación del Frente Sandinista de Liberación Nacional.

A partir de 1834 se sucede una tres dictadores pertenecientes a la familia Somoza y apoyados por Estados Unidos. Con ellos, y durante 45 años, el país vive una época de tiranía, privación de libertades, persecución y opresión. Además la corrupción de este gobierno queda claramente a la vista tras el terremoto que el 23 de diciembre de 1972 asoló Managua y mató a más de diez mil personas. Anastasio Somoza, el tercero de la dinastía si apropió de la mayor parte de la ayuda internacional, lo que hizo crecer aún más su impopularidad, alimentando la Revolución que crecía clandestinamente. Gentes descontentas con el régimen forman el movimiento revolucionario conocido como Frente Sandinista de Liberación Nacional (fundado por Carlos Fonseca y que debe su nombre a Sandino), y a base de muchos años de guerra de guerrillas acaban derrocando el régimen de Somoza el 19 de julio de 1979. Somoza y todo su



círculo ha de exiliarse. El FSLN se consolida como partido político y toma el poder temporalmente, se convocan elecciones en 1986 ganadas por José Daniel Ortega Saavedra (actual presidente). Se realiza una importantísima campaña de alfabetización y se establece sanidad pública y gratuita para todo el mundo.

Pero como la Revolución tuvo apoyo de Cuba y la URSS, EEUU bajo el mando de Reagan, teme que se asiente un régimen comunista, y empieza a subvencionar y a armar a la exiliada Guardia Nacional (ejército somocista) que acaba invadiendo de nuevo Nicaragua por el norte, y comienza una nueva guerra

En 1990 se vuelven a convocar elecciones, bajo la amenaza estadounidense de que si vence el FSLN seguirá subvencionando a la Guardia Nacional. Violeta Chamorro, del partido conservador, gana las elecciones y comienza una reconstrucción del país, que inicia un lento crecimiento económico. Tras la sorpresa de la derrota del FSLN, los gobernantes llevan a cabo un reparto de las tierras expropiadas a Somoza entre los simpatizantes sandinistas, y se entra en un vórtice de corrupción que aplasta el crecimiento del país.

El paso del Huracán Mitch en 1998 destruye gran parte del país. El entonces presidente Arnaldo Alemán se apropia de la ayuda internacional. Se repite la historia. Le sucede Bolaños, que en 2006 se retira de la política, año en que es reelegido el presidente actual Daniel Ortega. Se acercan elecciones en noviembre de 2011, trayendo con ello el conflicto de la reelección del presidente dos veces consecutivas, que legalmente no es posible.

Nicaragua, un país con potencial y recursos ha sido aplastado por los intereses internacionales y la política interior, caracterizada por corrupción y manipulación mediática. Nunca se desarrolló industria, lo que impidió el crecimiento económico, agravado por el embargo económico de Reagan durante la guerra.

Actualmente Nicaragua basa su economía en el sector primario y en la exportación de productos básicos. La mayoría de productos procesados los importa, y la escasa industria que hay es de capital extranjero.

Se adjunta en el Anexo 2 un esquema cronológico de la historia nicaragüense.

3.1.2 CLIMA EN NICARAGUA

Para el diseño de secaderos será necesario conocer el clima de la región, para ver la humedad que se va a encontrar, la radiación de la que se dispone, así como otros agentes que influirán en el funcionamiento de la instalación. Como se dijo en la introducción de este apartado, en Nicaragua existen dos estaciones, aunque la duración y características de cada estación pueden variar mucho de un lugar a otro. En general se presentan la estación de lluvias, de mayo a noviembre, y la estación seca, de noviembre a mayo.

Se pueden diferenciar tres zonas climáticas:

- La costa Atlántica posee un clima tropical húmedo y lluvioso.



- La costa Pacífica presente un clima tropical semiseco, el más caliente de los tres.
- El norte, montañoso y deforestado, presenta clima tropical seco.

La zona de trabajo se ubica al norte, a unos 800m sobre el nivel del mar y se caracteriza por clima templado y seco. Vamos a analizar los datos climáticos recogidos durante todo un año para conocer en profundidad el clima de la región.

	Temperatura media (°C)	Temperatura Máxima (°C)	Temperatura mínima (°C)	Nivel precipitación (mm)	Humedad Relativa %	Humedad Relativa Máxima %	Humedad Relativa Mínima %	Radiación Solar (W/m ²)	Dirección del viento (Grados)	Ráfagas de viento (m/s)	Velocidad del viento (m/s)	Punto de rocío (°C)
Febrero	21,4	27,7	16,6	5,0	64,0	87,3	37,9	208,0	71,7	2,9	1,6	13,7
Marzo	21,8	29,0	15,3	0,6	60,1	88,5	29,5	263,4	94,0	2,6	2,1	12,6
Abril	23,8	31,7	16,9	0,0	58,7	88,7	26,3	290,6	109,6	2,5	1,2	13,7
Mayo	23,2	30,7	18,3	292,5	76,1	97,5	42,2	224,8	131,2	4,5	2,0	18,0
Junio	22,6	29,6	18,5	213,7	83,3	99,4	51,0	219,3	135,5	0,7	0,3	19,1
Julio	22,81	27,89	19,43	45,60	77,27	95,90	56,15	236,31	80,33	2,06	0,95	18,30
Agosto	23,0	29,4	18,2	21,1	75,0	97,1	46,6	246,1	82,6	1,7	0,8	17,8
Septiembre	22,9	31,3	17,5	59,6	77,2	98,9	41,5	240,0	129,3	1,1	0,5	18,1
Octubre	22,81	30,39	17,55	48,00	75,45	98,26	42,77	210,48	119,09	1,25	0,54	17,56
Noviembre	21,3	27,1	16,6	62,8	79,6	98,0	53,2	196,7	117,3	5,9	2,9	17,1
Diciembre	21,4	28,2	15,5	15,9	72,2	94,7	41,5	227,0	148,6	2,2	1,1	15,5

Tabla 2: Resumen datos climáticos de Estelí 2009. Cortesía de FAREM

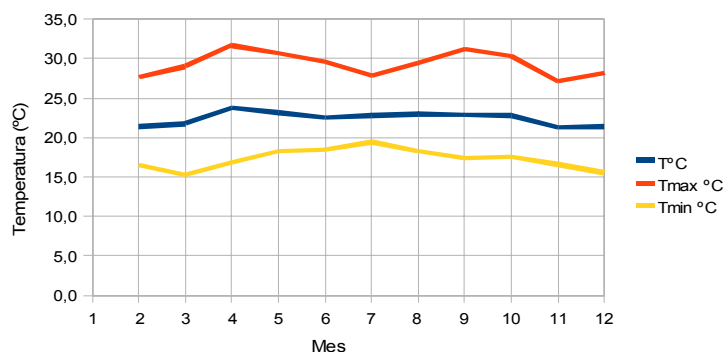


Figura 16: Gráfica de temperaturas mensuales en 2009

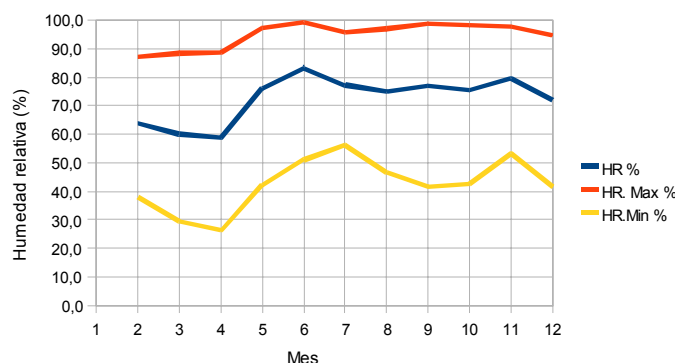


Figura 17: Gráfico de humedad relativa mensual en 2009



Notar que para el caso de la radiación se realiza la media de las 24 horas del día, y por eso los valores bajos. A medio día en un día despejado se alcanzan valores de radiación de en torno a 1000 W/m^2 . Se muestra a continuación los valores de un día prácticamente despejado. Los datos corresponden al día 8 de noviembre de 2011, en Estelí, cuando se registró una irradiación total diaria de 25 MJ/m^2 :

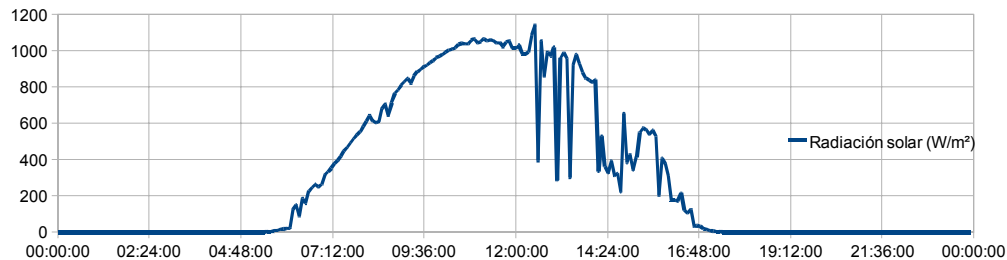


Figura 18: Radiación solar a lo largo de un día

A continuación se muestran las gráficas que recogen tanto la radiación extraterrestre registrada a mediodía solar a lo largo de todo un año, como la irradiación extraterrestre diaria.

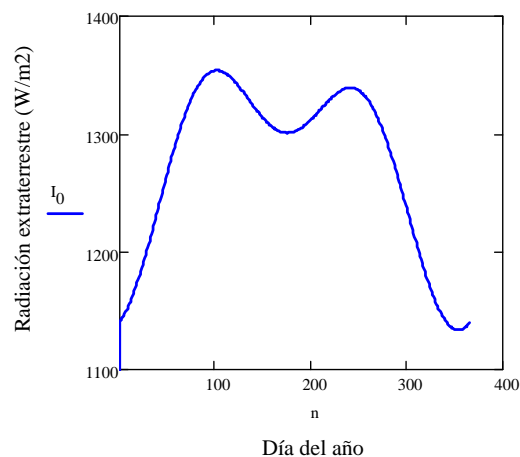


Figura 19: Evolución de la radiación solar extraterrestre a lo largo del año registrada al medio día solar

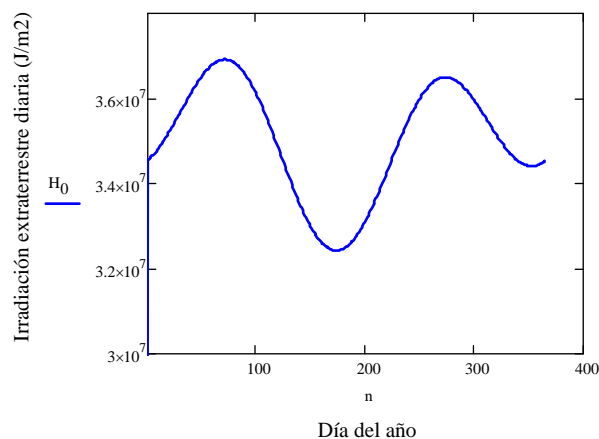


Figura 20: Evolución de la irradiación solar extraterrestre diaria a lo largo del año



Las dos gráficas aquí presentadas muestran la evolución tanto de la radiación solar registrada a medio día, como la irradiación total diaria. Notar que, por tratarse de parámetros extraterrestres no se tiene en cuenta la influencia de la atmósfera y por eso presenta valores tan altos. Los picos corresponden los solsticios de primavera, verano, otoño e invierno, días en los que los ángulos solares alcanzan valores extremos.

3.2 COOPERACIÓN INTERNACIONAL AL DESARROLLO

3.2.1 INTRODUCCIÓN A LA COOPERACION. DEFINICIÓN

La definición viene marcada por el artículo 1 de la Ley 23/1998 de Cooperación para el Desarrollo de 7 de julio y dice lo siguiente: “El conjunto de recursos y capacidades que se ponen a disposición de los países en vías de desarrollo, con el fin de facilitar e impulsar su progreso económico y social, y para contribuir a la erradicación de la pobreza en el mundo en todas sus manifestaciones.”

3.2.2 PAISES EN VÍAS DE DESARROLLO

Denominamos países en vías de desarrollo a los países que cumplen las siguientes características:

1. Nivel bajo o muy bajo de renta per capita y de Desarrollo Humano
2. Alta dependencia económica del mundo desarrollado
3. Importancia del sector primario en la economía generalmente con rendimientos bajos
4. Problemas alimenticios
5. Escaso nivel de educación y altos niveles de analfabetismo
6. Importante crecimiento demográfico

3.2.3 HISTORIA DE LA COOPERACIÓN INTERNACIONAL

Aunque tradicional e históricamente siempre han existido asociaciones que promovían la cooperación, es en 1863 cuando se crea la primera organización, el Comité Internacional de la Cruz Roja por Henry Dunant.

Posteriormente surge la Organización de las Naciones Unidas y con ella los estados se comprometen a “emplear un mecanismo internacional para la promoción del avance económico y social de los pueblos.” En 1945 en la Carta de las Naciones Unidas se define por primera vez el término Organización No Gubernamental y se crean organizaciones como la FAO, UNESCO o UNICEF.

Será en los años 60 y 70 donde se desarrolle la cooperación tal y como se concibe ahora, debido especialmente a la descolonización, creándose así vínculos ex colonia-metrópolis, y definiéndose objetivos como el de destinar un 0.7% del PIB a la Cooperación.



Poco a poco van adquiriendo más y más importancia las ayudas procedentes de ONGs o instituciones privadas, y el tipo de ayuda cambia también focalizándose más en ayudas cuando hay emergencias que ayudas a largo plazo para favorecer el desarrollo, pues se producía la denominada “fatiga del donante”, mientras que la ayudas puntuales por emergencia tienen mucho más efecto mediático. Las ayudas de los países desarrollados empiezan a bajar, llegando en el año 2002 a una media de 0.23% cuando el objetivo establecido era un 0.7%

Esto acaba desembocando en la firma de la Declaración del Milenio en septiembre de 2000, donde 189 países recuerdan los objetivos marcados en los años 90, que consta de los siguientes objetivos:

- Objetivo 1: Erradicar la pobreza extrema y el hambre.
- Objetivo 2: Lograr la enseñanza primaria universal.
- Objetivo 3: Promover la igualdad entre los géneros y la autonomía de la mujer.
- Objetivo 4: Reducir la mortalidad infantil.
- Objetivo 5: Mejorar la salud materna.
- Objetivo 6: Combatir el VIH/SIDA, el paludismo y otras enfermedades.
- Objetivo 7: Garantizar la sostenibilidad del medio ambiente.
- Objetivo 8: Fomentar una asociación mundial para el desarrollo.

En 2005 los países donantes y sus socios firman la Declaración de París sobre la eficacia de la ayuda al desarrollo, y en 2008 la Agenda de Acción de Accra, estableciendo ambos objetivos, compromisos y modelos de referencia.

3.2.4 COOPERACIÓN ESPAÑOLA

La Cooperación Internacional Española se rige por un marco común de actuación conocido como Plan Director de Cooperación Internacional, elaborado por la AECID (Agencia Española de Cooperación Internacional y Desarrollo). Tiene validez de tres años, y en cada renovación se evalúa y revisa el anterior utilizándose de base para el siguiente. Actualmente está en vigencia el III Plan Director 2009-2012.

El Plan Director se completa con los Documentos de Estrategia del País (DEP) y los Planes de Atención Especial (PAE). El desarrollo operativo y presupuestario viene marcado por el Plan Anual de Cooperación Internacional (PACI)

El Plan Director establece una serie de prioridades, entre ellas:

1. Prioridades Geográficas: Se establecen tres grupos de actuación. La clasificación se basa en la eficacia que la ayuda puede conseguir y en el potencial de la ayuda que se puede ofrecer al país socio.

Diferenciamos:



- Grupo A: Asociación Amplia. Engloba a los países con los que España puede establecer una relación en el ámbito de la cooperación de calidad a largo plazo, debido al tipo de relación que se ha mantenido entre el país y la Cooperación Española.
- Grupo B: Asociación focalizada
- Grupo C: Asociación con países de renta media para la consolidación de logros de desarrollo.

Esto establece al Grupo A como grupo prioritario destinándole 2/3 de las ayudas. 1/5 será para el grupo B (En total el 85% de las ayudas va destinada a los grupos A y B) quedando un 3/20 para el Grupo C

2. Prioridades Sectoriales:

- Gobernabilidad democrática.
- Desarrollo rural y lucha contra el hambre
- Servicios sociales básicos: Educación
- Servicios sociales básicos: Salud
- Servicios sociales básicos: Agua y saneamiento
- Crecimiento económico para la reducción de la pobreza
- Sostenibilidad ambiental, lucha contra el cambio climático y hábitat
- Ciencia, Tecnología e Innovación para el Desarrollo Humano
- Cultura y desarrollo
- Género en desarrollo
- Migración y desarrollo
- Construcción de la Paz

3.2.5 COOPERACIÓN ESPAÑOLA EN NICARAGUA

Según el III Plan Director de Cooperación Española, Nicaragua está incluido en los países del Grupo A. Esto convierte a Nicaragua en uno de los países prioritarios en recepción de ayudas.

3.2.5.1 *Situación de Nicaragua y Vulnerabilidad*

Como ya se mencionó según el Índice de Desarrollo Humano de la ONU (<http://hdrstats.undp.org/es/paises/perfiles/NIC.html>) Nicaragua ocupa la posición 115 de 169 países con una tasa de pobreza del 56.5% de la población, y un 15% en extrema pobreza, siendo el segundo más pobre de América Latina después de Haití. Su economía se basa en la producción y exportación de bienes con escaso valor añadido. Su situación geográfica le somete a constantes desastres naturales (Volcanes, huracanes, inundaciones, terremotos...) El país se ha visto aplastado por una política que se ha caracterizado siempre por altos niveles de corrupción, inestabilidad, control mediático e intereses internacionales. Véase la historia para un mejor entendimiento de la situación del país.



3.2.5.2 Desarrollo en Nicaragua: fortalezas, debilidades, oportunidades y amenazas.

- Fortalezas: Gracias a la iniciativa HIPC (Países Pobres Altamente Endeudados) ha conseguido reducir su deuda externa un 80%. Tras la campaña de alfabetización llevada a cabo en los años 80, la población cuenta con una altísima tasa de alfabetización del país, cercana al 90%. La sanidad es pública y gratuita.
- Debilidades: Economía débil, basada exclusivamente en el sector primario. Nula industrialización. Alta dependencia de la ayuda externa y de la importación de productos procesados. Un Plan Nacional de Desarrollo politizado, inseguridad jurídica y legislativa, inestabilidad institucional.
- Oportunidades: aparte del apoyo de la comunidad internacional, Nicaragua forma parte de Tratados de libre comercio con toda Centroamérica, EEUU y República Dominicana.
- Amenazas: Importa la gran mayoría de los productos que consume, desde lo más básico, como la harina de trigo o el frijol, hasta los de mayor inestabilidad mercantil como el petróleo. Reciente nuevo conflicto fronterizo con Costa Rica, que además es el principal receptor de emigración nicaragüense, lo que ya suponía un conflicto social muy fuerte.

3.2.5.3 Objetivos estratégicos y líneas de Cooperación:

Según el Documento de Estrategia País se dividen los objetivos y las líneas de cooperación según su prioridad en Nicaragua:

Alta prioridad:

- Gobernabilidad democrática, participación ciudadana y desarrollo institucional.
- Cobertura de las necesidades básicas
- Aumentar las capacidades económicas
- Género y Desarrollo.

Prioridad media:

- Aumentar las capacidades
- Aumentar las capacidades económicas
- Aumentar las capacidades para mejorar la sostenibilidad ambiental
- Género y Desarrollo

Prioridad baja.

- Aumentar la libertad
- Aumentar las capacidades culturales



3.3 ADECUACIÓN DEL PROYECTO A LOS OBJETIVOS DE LA COOPERACIÓN

Uno de los puntos fuertes del proyecto es que tiene dos sectores beneficiarios, directo e indirecto. Por un lado, al trabajar directamente con la Universidad, se va a transferir la experiencia de varios años impartiendo carreras técnicas en la Carlos III a la UNAN- FAREM de Estelí, con titulaciones emergentes. El beneficiario indirecto sería el productor local al que le llegaría la oportunidad de trabajar con los secaderos. En resumen, se va a intentar formar a estudiantes que dominen este tipo de instalaciones y que sean ellos los que puedan desarrollarlas sobre el terreno. La ventaja de trabajar así es que los beneficiarios aprenden. No se va a llegar a Nicaragua para donar una instalación que no puedan replicar o mantener. Si se consigue que los estudiantes puedan desarrollar este tipo de aparatos, cada vez habrá más personal preparado para la labor.

Tocamos así dos de los sectores prioritarios del Plan Director. En primer lugar el sector de Ciencia, Tecnología e Innovación para el Desarrollo Humano, y en segundo lugar, cuando las instalaciones sean utilizadas por los productores llegaremos al sector del Desarrollo Rural. El último beneficiario, el productor, tendrá la capacidad de dar un valor añadido a sus productos, y lo habrá hecho gracias a ingenieros locales que han aprendido a desarrollar este tipo de instalaciones.

Tanto el conocimiento como la tecnología queda dentro del país, dando un paso más en el desarrollo rural y científico.

3.3.1 SECADO DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS EN NICARAGUA

Ya se explicó en la introducción de este capítulo que la economía nicaragüense se basa en la exportación de productos agrícolas básicos. Dado a su citado clima los productos poseen alto contenido en agua tras su cosecha. Ya se vio la importancia del secado para su conservación y procesado.

Entre los principales productos cultivados en Nicaragua destacan el café y el tabaco. Ambos han de ser secados antes de su procesado. También la madera es ampliamente utilizada como materia prima básica. Sus aplicaciones más importantes en Nicaragua son la construcción y como combustible para cocinas, pues tanto cementos y materiales de construcción en el primer caso como combustibles fósiles en el segundo han de ser importados. Será deseable reducir el contenido de agua en su interior por diversos motivos. Ya se citó el hecho de aligerar el peso. Además de eso, y dependiendo de a qué se va a destinar la madera será favorable un buen secado. Por ejemplo, si se va a utilizar la madera en construcción, tanto viviendas como muebles, la calidad será mucho mejor si la madera está seca, pues se evitará la corrosión, deterioro y deformación de la misma como se comentó. Como combustible, si el contenido de agua es menor, arderá mucho mejor, evitando el uso indiscriminado de productos químicos que ayudan a comenzar el fuego. En las casas populares nicaragüenses se cocina en hornos con leña que normalmente están situados en el interior de las casas en zonas que no están bien ventiladas.



Es muy complicado hacer arder la madera si no ha sido bien secada, y se tiende al uso de plásticos y basura como agente para iniciar el fuego. Esto provoca gases tóxicos que permanecen en el interior de la vivienda además de incrustarse en la comida que será cocinada en el horno.

Hay que mencionar que la industria maderera supone un gran problema en la actualidad para el país. La deforestación es uno de los grandes problemas del territorio, pues tanto para explotaciones agrícolas y ganaderas como para el uso de la madera se han talado incontroladamente los bosques nicaragüenses, provocando un cambio en el clima en los últimos años y alto nivel de erosión en su suelo. Se están llevando a cabo muchos proyectos de reforestación y programas de concienciación ciudadana para evitar este gran problema, pero por el momento y con la situación económica y social del país se sigue haciendo uso incontrolado de la madera. En cualquier caso, un buen tratamiento de la madera hará que dure más y evite que sea necesario extraer más.

3.3.2 JUSTIFICACIÓN DEL USO DE SECADEROS SOLARES

Las explotaciones de productos agrícolas en Nicaragua se basan generalmente en pequeños grupos de productores locales que cultivan lo que la tierra les permite. Algunos forman pequeñas cooperativas agrícolas, pero no están organizados. No disponen del capital necesario para adquirir maquinaria o las instalaciones necesarias para el desarrollo de las explotaciones. Estos mismos productores son los encargados de transportar el producto e introducirla en la pequeña red del mercado local, o venderlo a precios bajos a compañías grandes, con capital extranjero, que son las encargadas de introducir los productos en el mercado internacional, y que como intermediarios se apropian de todo el valor añadido del procesado del producto.

En el caso de la madera, el transporte supone un gran gasto para el productor. Si el productor dispone de un secadero la reducción del peso es considerable, y supondrá un ahorro para este productor de escasos medios. Por otro lado, si se quiere una madera de calidad será necesario secarla. Como el productor no dispone de los medios habrá de venderla a las grandes compañías que se encargarán de este proceso, llevándose el valor añadido. Si el productor puede disponer de una instalación básica y económica será el beneficiario.

Por eso es necesario el diseño de una instalación que no dependa del suministro eléctrico, que un pequeño productor no se puede permitir y no siempre está garantizado, y que además se construya con materiales baratos, existentes en la zona y que posea un sencillo mantenimiento.



4 DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES

Se dispone de dos instalaciones, una ubicada en la Universidad Carlos III de Madrid, y la otra en la Facultad Regional Multidisciplinada de Estelí (Universidad Nacional de Nicaragua). Ambas presentan características diferentes que se van a tratar en este apartado, no sólo por la localización, si no por la geometría y configuración. Poseen también fases de construcción diferentes, pues en el momento de comenzar este trabajo, el secadero de la UC3M dispone sólo de la estructura de la cámara de secado y del colector solar, mientras que el de FAREM se encuentra en funcionamiento.

En este apartado se va a explicar con detalle cada característica de ambas instalaciones, centrándose fundamentalmente en el colector solar de las instalaciones que es el objeto de estudio de este trabajo.

En un primer lugar se trabajó con la instalación de la UC3M con el objetivo de adquirir el conocimiento necesario para tratar con el secadero instalado en Nicaragua, familiarizarse con los aparatos de medida y la termodinámica y fluidomecánica que rige el comportamiento de la instalación. En una segunda fase se trabajó con el secadero instalado en la FAREM de Estelí, que se encuentra en funcionamiento pero cuyo colector no presenta un funcionamiento óptimo. Todo apunta a que las dimensiones y configuración del actual colector no permiten un desarrollo uniforme, estable y eficiente de la corriente, como se verá a lo largo del trabajo.

El hecho de disponer datos en dos instalaciones diferentes y compararlos con el mismo modelo teórico cambiando los parámetros permite que el modelo sea más fiable.

4.1 FUNDAMENTO DE LAS INSTALACIONES

Se trata de secaderos solares de tipo pasivo mixto (véase apartado 2.4) y la base del funcionamiento de ambas es el mismo: el colector solar se calienta por radiación y cede el calor al aire contenido en su interior por convección natural. El aumento de temperatura en el aire provocará una disminución en su densidad y por fuerzas de flotación el aire ascenderá, generando una corriente de aire sin necesidad de ventiladores o fuentes de energía externa. Esta corriente entrará en la cámara de secado. La madera en ella contenida se calentará, haciendo que la presión parcial del agua contenida en ella aumente hasta igualarse con la del aire que circula, produciendo la evaporación de esta agua y el aumento del contenido en agua de la corriente de aire. La cantidad de agua que el aire pueda absorber dependerá de su punto de saturación. Por eso es importante calentar dicho aire, pues a más temperatura admitirá más agua hasta saturarse, como se vio en la introducción a la psicrometría.

4.2 COMPORTAMIENTO DE LA CORRIENTE DE AIRE

En el interior del colector, y provocadas por la convección natural, se generarán dos capas límite, una en la superficie inferior y otra en la superficie superior. Esquemáticamente la corriente de aire dentro del colector haría algo así, suponiendo que ambas capas se lleguen a tocar:

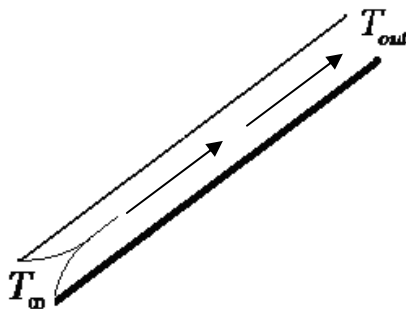


Figura 21: Esquema de la corriente de aire dentro del colector. Elaboración propia

Estas capas límites tienen diferentes características. Por un lado se tiene una capa límite de convección natural fluyendo por debajo de una superficie caliente, en el caso de la superficie superior, y por otro una capa límite de convección natural fluyendo por encima de una superficie caliente, en el caso de la superficie inferior.

En el primer caso, las fuerzas de flotación empujando la corriente hacia arriba van a hacer que ésta tenga un comportamiento laminar que se puede considerar bidimensional, y que corresponde exactamente al comportamiento analizado en la introducción teórica. Pero en el caso de la corriente situada por encima de la superficie caliente, las fuerzas de flotación van a generar penachos y turbulencias, y la corriente adquirirá un comportamiento tridimensional más difícil de modelar, con un coeficiente de convección menor que el teórico y con un espesor de capa límite mayor. Además los penachos interferirán en la capa límite superior, mezclando ambas, lo que por un lado no es deseable, pues complica el modelaje de la corriente, pero por otro lado generará turbulencia, y por lo tanto más mezcla.

En cuanto a los espesores de dichas capas, según las dimensiones del colector las capas límite llegarán a tocarse o no, pero eso se analizará en detalle más adelante

4.3 INSTALACIÓN DE LA UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

Ubicada en la azotea del edificio Agustín de Betancourt de la UC3M se halla la instalación objeto del estudio, que en el momento del desarrollo del presente trabajo se encuentra en pruebas y construcción.

Como se ve en la fotografía adjunta, consta de la estructura que sustentará la cámara de secado, así como el colector solar que precalentará el aire del secado como se explicó en la introducción teórica. Véase el Anexo 3 para ver más imágenes del secadero



Figura 22: Fotografía de la instalación de la UC3M

Se trata de un secadero solar de tipo pasivo mixto. Esto es, la única fuente de energía es la energía solar térmica y la radiación se recoge tanto en el colector para precalentar el aire, como en la cámara de secado que albergará el producto y que tendrá al menos una de sus paredes transparentes para permitir el paso de la radiación. Véase el apartado 2.4.2 como revisión de los tipos de secaderos.

La cámara de secado no está construida, como se mencionó. Esto se debe a que se están haciendo pruebas sobre el colector para ver su funcionamiento independientemente de la cámara, que se encontrará aguas arriba en la corriente de aire.

Lo que concierne a este trabajo es el colector. En el caso de la instalación de la UC3M se trata de un colector de placa plana de dos canales de 2 metros de largo y 1.5 m de ancho. Los canales tienen un espesor de 3.5 cm cada uno. Consta de cubierta transparente, placa absorbente, estructura de aluminio y una lámina inferior de PVC. Está orientado al sur y su ángulo con la horizontal es de 30°, aunque su estructura permite variarlo.

Se muestra en la página siguiente un esquema del colector para distinguir sus partes:

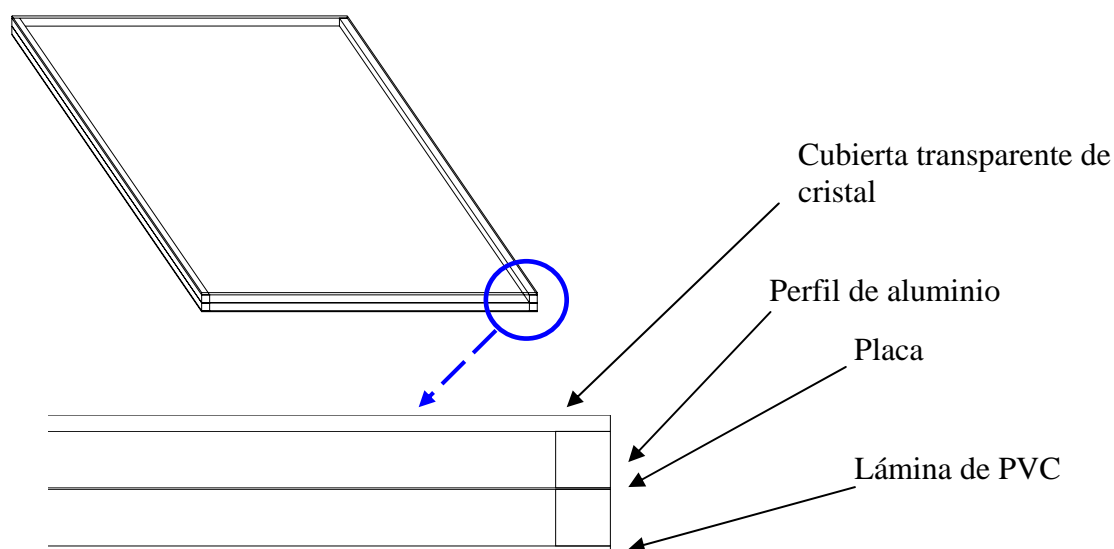


Figura 23: Esquema del colector instalado en la UC3M

A continuación se presenta un resumen de las medidas y materiales del colector:

PARTE	ESPESOR (cm)	ANCHO (cm)	LARGO (cm)	MATERIAL
Cubierta transparente	1	150	200	Vidrio
Perfil	3.5	3.5	200	Aluminio
Placa	0.09	150	200	Chapa y pintura negra
Lámina inferior	0.4	150	200	PVC

Tabla 3: Medidas del colector

En el momento de iniciar el trabajo la entrada y la salida del colector no tenían ningún tipo de protección contra el viento, y en las primeras medidas tomadas se vio que los resultados dependían altamente de la velocidad de éste. Es por eso que se decidió construir una protección que se acoplará a la salida y a la entrada del colector. Empleando secciones longitudinales de cilindros de PVC se construye la protección como se muestra a continuación:

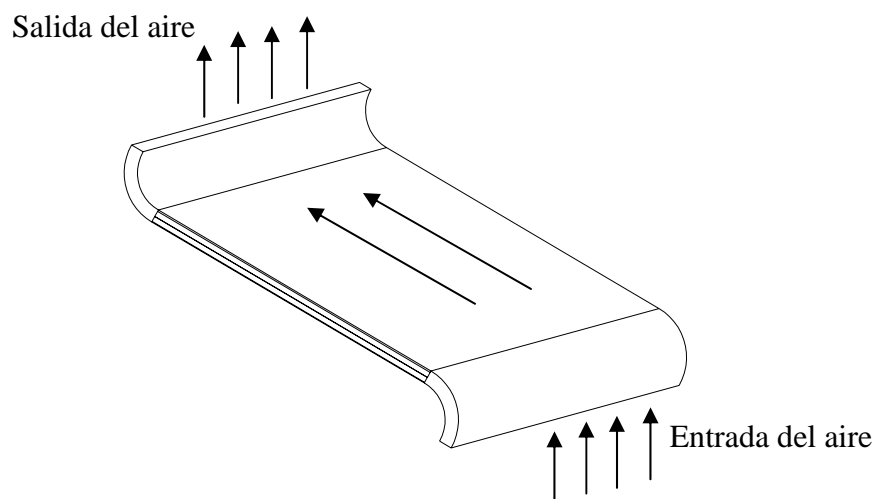


Figura 24: Esquema del sistema de protección contra el viento acoplado al colector



Una vez acoplado el sistema se continuó tomando medidas periódicas de los parámetros de la corriente de aire y de la instalación que serán mostradas y analizadas en el capítulo 5 para compararlas posteriormente con el modelo teórico realizado.

4.4 INSTALACIÓN DE UNAN – FAREM DE ESTELÍ.

Fabricada y puesta en funcionamiento en 2009, la instalación ubicada en la FAREM de Estelí consta de una cámara de secado con un colector solar como se muestra en la figura. Mas fotografías pueden ser vistas en el Anexo 3

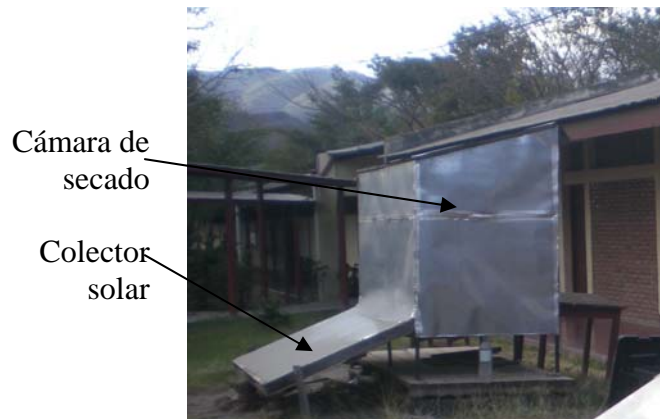


Figura 25: Secadero solar instalado en la FAREM de Estelí, Nicaragua

Se trata igualmente de un secadero solar pasivo mixto (Véase apartado 2.4.2), cuya única fuente de energía es la solar térmica y que recoge radiación tanto en el colector para precalentar el aire como en la cámara de secado que cuenta con el techo transparente. Este texto se centra en el estudio del colector solar. El empleado en este secadero está orientado al sur, inclinado 19° con la horizontal y sus dimensiones son 2m de ancho por 1m de largo, con un solo canal de 9cm de sección.

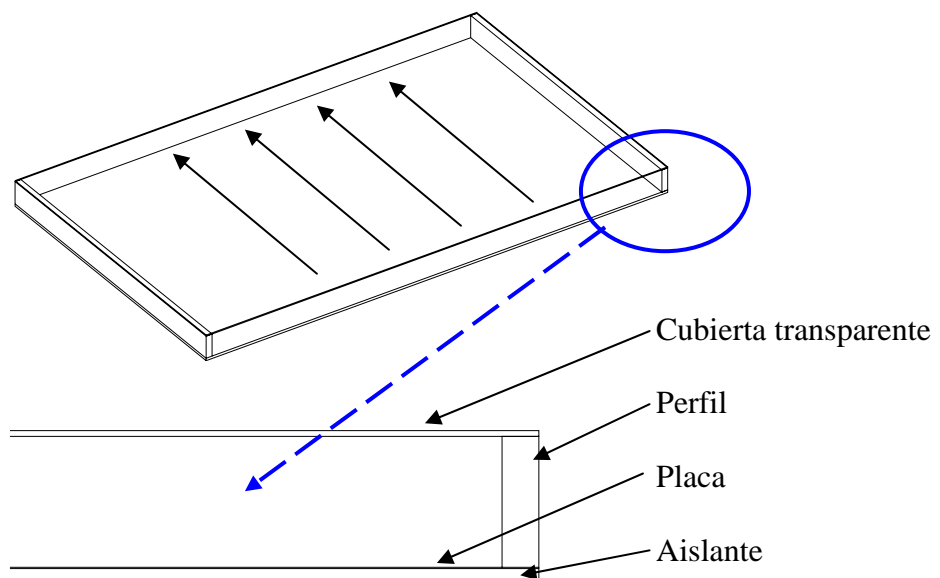


Figura 26: Esquema del colector instalado en FAREM Estelí

A continuación una fotografía en detalle del colector:



Figura 27: Fotografía del colector del secadero solar de la FAREM Estelí

La siguiente tabla muestra un resumen de las medidas y materiales del colector:

PARTE	ESPEJOR (cm)	ANCHO (cm)	LARGO (cm)	MATERIAL
Cubierta transparente	0.4	200	100	Vidrio
Perfil	7.62	2.54	100	Madera
Placa	0.09	200	100	Chapa y pintura negra
Lámina inferior	1	200	100	Madera

Tabla 4: Características del colector de Estelí

Al igual que con el colector de la UC3M, se tomaron medidas periódicas de los parámetros de la corriente (temperatura, humedad relativa y velocidad) que serán presentados y analizados en el capítulo 5.

5 CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL

5.1 ADQUISICIÓN DE DATOS

Se dispone de una serie de sensores y sondas con los que se puede monitorizar el funcionamiento de la instalación. Concretamente se han utilizado los siguientes sistemas:

- TERMOANEMÓMETRO DE HILO CALIENTE

Para medir la velocidad de la corriente y su temperatura dentro del colector se dispone de un anemómetro de hilo caliente que consta de un datalogger que visualiza y registra los datos y una sonda que los recoge. El modelo en concreto se trata de PCE009 cuyo rango de funcionamiento se sitúa entre 0 y 20 m/s para la velocidad de la corriente y entre 0°C y 50°C para la temperatura con un error de un $\pm 1\%$ para el valor de velocidad medido y $\pm 0.8^\circ\text{C}$ para la velocidad.

Este tipo de anemómetros consiste en un conductor metálico soldado a dos resistencias, una de ellas en contacto con la corriente. El paso de ésta varía la temperatura de la resistencia, cambiando así su valor, lo que determina la velocidad del flujo.



Figura 28: Datalogger del termoanemómetro de hilo caliente



Figura 29: Sonda del termoanemómetro de hilo caliente

- TERMOHIGRÓMETRO

Para medir la humedad relativa de la corriente se dispone de un higrómetro formado por un datalogger que visualiza y registra los valores de humedad relativa y temperatura de bulbo seco de la corriente de aire recogidos por una



sonda. El modelo en concreto se trata de PCE 313-A, cuyo rango de funcionamiento es entre 5% y 95% de humedad relativa y entre 0°C y 50°C para la temperatura con un error de un $\pm 0.1\%$ para el valor de humedad relativa medida y $\pm 0.1^\circ\text{C}$ para la velocidad.



Figura 30: Datalogger del higrómetro



Figura 31: Sonda del higrómetro

– TERMOPARES

Para la medida de temperaturas puntuales en distintos puntos del colector se dispone de cuatro termopares cuyos datos recogidos se podrán visualizar y registrar en el datalogger de la figura 32. El modelo es Testo 177-T4 y su rango de medición es entre -200°C y 1000°C con un error de 0.3°C .



Figura 32: Datalogger que registra los valores de temperatura recogidos por los termopares



5.2 MUESTRA DE LAS MEDIDAS TOMADAS. CARACTERIZACIÓN DE LAS INSTALACIONES

Como se explicó en el capítulo anterior, la corriente dentro del colector depende de numerosos factores como la radiación solar incidente, la velocidad del viento, la temperatura exterior, etc., así como de la geometría del colector, por lo que los valores de sus parámetros varían de unos días a otros. Sin embargo, ambas instalaciones tienen un rango dentro del cual funcionan y que es interesante definir. A continuación se exponen algunos ejemplos de los datos tomados para conocer dichos rangos. Se calculará también el calor transferido a la corriente y el rendimiento de la instalación.

Se presentarán los datos de las dos instalaciones por separado y posteriormente se analizarán las medidas para caracterizar la instalación. En el capítulo del presente trabajo que recoge los resultados del estudio se presentarán datos de más días y se analizarán con más detalle comparándolos con los resultados del modelo teórico.

Junto con los valores de los datos registrados se proveerán datos climáticos del día, ya que influyen altamente en el comportamiento de la corriente. Los datos se registran en estaciones meteorológicas junto a las instalaciones. Los valores de la radiación son los registrados por un piranómetro horizontal situado en la estación. A estos valores aún no se les ha aplicado los factores de corrección de los ángulos solares, que se aplicarán más tarde a la hora de tratar los datos.

Se presentarán asimismo gráficas para la mejor visualización de los datos. A las gráficas se les ha añadido las rectas de valor medio y regresión lineal para facilitar la interpretación de los mismos.

Debido a la citada geometría irregular y tridimensional de la corriente es de suma importancia el lugar de colocación de la sonda. Hay que evitar que interfiera en las medidas ninguna irregularidad y que además esté en una posición razonablemente alejada de la placa, del cristal o de cualquier otro componente del colector que pueda interferir en las medidas. Todo esto se tuvo en cuenta a la hora de tomar las medidas, buscando los puntos que presentaran el menor número de anomalías posible en los datos.

5.2.1 COLECTOR DE DOS CANALES SITUADO EN LEGANÉS

5.2.1.1 *Muestra de los datos tomados*

Se va a mostrar a continuación en primer lugar un resumen de los datos registrados en torno al mediodía de un día aleatorio a modo de ejemplo. Luego se verán las graficas de los datos en todo el período de la medición de ese mismo día y finalmente se adjuntará una tabla que recoge datos para otros días. Se comentarán brevemente, pero el análisis en profundidad se hará en el apartado 5.2.1.2

Los datos del ejemplo fueron recogidos entre las 12:30 y las 16:00 del día 14 de octubre de 2010. Durante esas horas se registró una temperatura media



exterior de 20.1°C y una radiación media de 916.1 W. La radiación media total entre la salida y la puesta del sol de 583.4 W. La irradiación total recogida ese día fue 23,63 MJ/m². Resumen de los datos:

Fecha: 14/10/10 Hora: 12:30 – 16:00	CANAL DE ARRIBA	CANAL DE ABAJO
Temperatura media a la salida del colector (°C)	46.07	53.3
Temperatura máxima a la salida del colector (°C)	52.07	58.5
Temperatura mínima a la salida del colector (°C)	38.07	44.3
Temperatura media a la entrada al colector (°C)	27.9	24.7
Velocidad media a la salida del colector (m/s)	0.46	0.32
Velocidad máxima a la salida del colector (m/s)	2.3	2
Velocidad mínima a la salida del colector (m/s)	0	0
Temperatura ambiente media (°C)	20.1	
Radiación media en el intervalo de tiempo (W/m²)	916.1	
Radiación media diaria entre la salida y puesta de sol (W/m²)	583.4	
Velocidad del viento media (m/s)	0.97	
Irradiación total diaria (MJ/m²)	23.63	
Temperatura media de la placa (°C)	71.9	

Tabla 5: Resumen de los datos recogidos el día 14 de octubre de 2010. Leganés

Con estos datos se puede calcular el calor transferido a la corriente de la forma:

$$q = C_{p_{air}} \cdot \dot{m} \cdot \Delta T = C_{p_{air}} \cdot \rho_{air} \cdot A \cdot u \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) \quad \text{Ecuación 57}$$

Donde q es el calor que absorbe el aire, $C_{p_{air}}$ su calor específico, \dot{m} el caudal másico, ΔT el incremento de temperaturas entre la entra y la salida, u la velocidad de la corriente y A el área transversal de la sección del canal, perpendicular al flujo de aire.

Conocido el calor transferido y la radiación disponible se determinará el rendimiento del colector respecto a la radiación disponible en la horizontal. En realidad sería interesante conocer el rendimiento respecto a la radiación disponible en el colector, esto es, realizando las correcciones correspondientes a los ángulos solares y al ángulo del colector. Como este apartado sólo tiene como objetivo caracterizar la instalación y el error cometido despreciando ese ajuste es pequeño, no se va a centrar en ese cálculo, que sin embargo sí será tenido en cuenta en el modelo. Se tiene entonces:

$$\eta = \frac{q}{I \cdot A_{colector}} \quad \text{Ecuación 58}$$

Siendo I la radiación solar disponible en el plano horizontal $A_{colector}$ el área del colector y q el calor transferido a la corriente.



Se obtiene:

Fecha: 14/10/10 Hora: 12:30 – 16:00	CANAL DE ARRIBA	CANAL DE ABAJO
Calor transferido a la corriente (W)	428.37	468.83
Calor total transferido a la corriente (W)	897.2	
Rendimiento	0.33	

Tabla 6: Otros parámetros. Día 14 de octubre de 2010. Leganés

Los datos serán comentados más adelante, cuando se muestren más ejemplos con los que comparar. A continuación se va a mostrar el comportamiento de la corriente durante todo el periodo de la medición en una gráfica que recoge los valores temperatura a la salida del colector, con líneas de tendencia (las líneas discontinuas) y de valor medio (las rectas del mismo color que la curva de datos pero en un tono más claro):

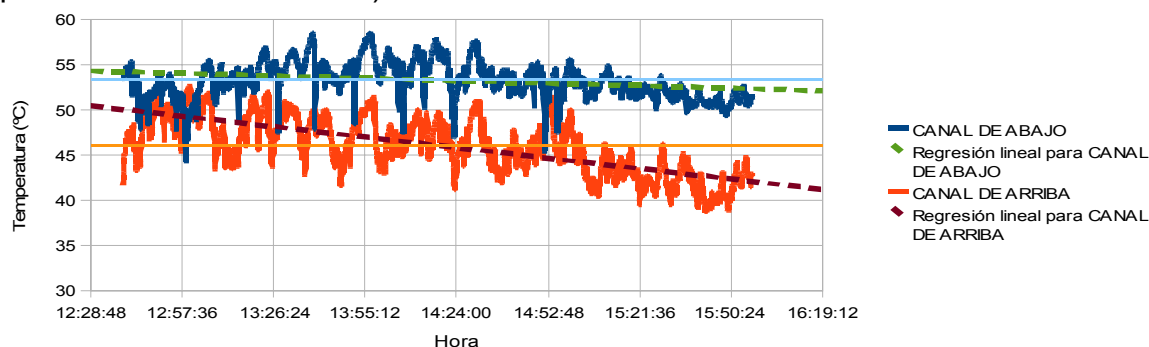


Figura 33: Valores de la temperatura a la salida del colector el día 14 de octubre de 2010. Leganés

También se pueden ver los valores de la velocidad de la corriente a la salida del colector, con líneas de tendencia (las líneas discontinuas) y de valor medio (las rectas del mismo color que la curva de datos pero en un tono más claro):

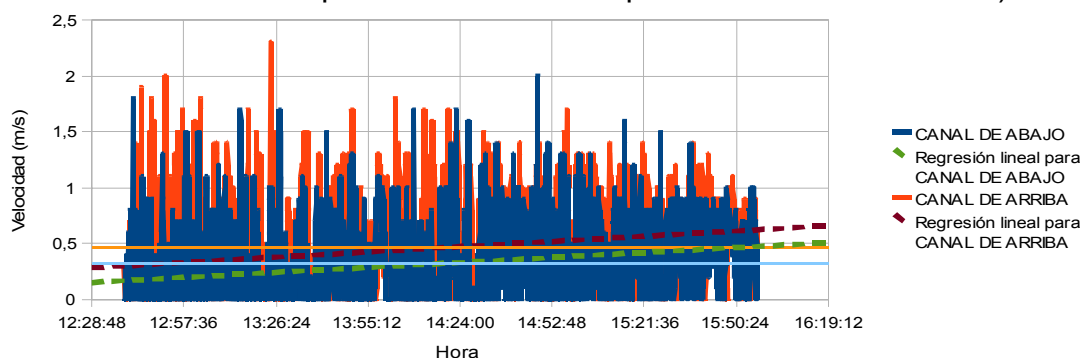


Figura 34: Valores de la velocidad de la corriente a la salida del colector el día 14 de octubre de 2010. Leganés

Debido a la irregularidad de la corriente los datos son muy fluctuantes, pero haciendo uso de las rectas de regresión y valor medio se pueden caracterizar, ver su tendencia y si es razonable o no utilizar su valor medio a la hora de comparar con el modelo teórico. Se analizarán y se estudiarán con mayor profundidad en el apartado 5.2.1.2, tras haber visto más ejemplos.



A continuación se recoge un resumen de los datos recogidos durante varios días a diferentes horas a modo de muestra. Los valores de los datos climatológicos corresponden a la media de los registrados durante las horas que se tomaron datos, excepto en el caso de la irradiación total diaria y de la radiación media entre la salida y puesta de sol, que son valores diarios. El número 1 corresponde al canal de arriba y el número 2 al de abajo.

FECHA	CANAL	Temperatura media a la salida (°C)	Temperatura máx. a la salida (°C)	Temperatura mín a la salida (°C)	Temperatura media a la entrada (°C)	Velocidad media a la salida (m/s)	Velocidad máxima a la salida (m/s)	Velocidad mínima a la salida (m/s)	Temperatura exterior media (°C)	Radiación media en el intervalo (W/m ²)	Radiación media entre salida y puesta sol (W/m ²)	Velocidad del viento media (m/s)	Irradiación diaria total (MJ/m ²)	Calor transferido a la corriente (W)	Rendimiento
13/10/10 13:30 – 14:45	1	36.6	44.3	30.5	24.5	0.37	1.2	0	19.0	498.8	522.8	1.5	21.2	460.1	0.31
	2	42.7	51.7	34.1	23.1	0.23	1	0							
14/10/10 12:30 – 16:00	1	46.1	52.1	38.1	27.9	0.46	2.3	0	20.1	916.1	583.4	0.97	23.6	897.2	0.33
	2	53.3	58.5	44.3	24.7	0.32	2	0							
19 /10/10 12:45 – 14:00	1	40.4	45	35.7	21.4	0.46	1.4	0	16.1	956.2	600.1	0.72	23.9	967.2	0.34
	2	48.4	52.9	43.3	19.4	0.35	2.6	0							
20/10/10 11:30 – 12:30	1	46.3	51.6	41.7	26.1	0.43	1.6	0	18.3	976.2	622.2	1.1	24.2	975.7	0.33
	2	53.5	59.0	46.1	23.0	0.34	1.9	0							
21/10/10 14:50 – 16:15	1	38.4	42.3	34.3	26.1	0.49	1.4	0	19.2	737.2	595.2	0.67	23.4	577.1	0.26
	2	51.2	54.7	42.7	23.6	0.19	2.1	0							

Tabla 7: Muestra de datos para varios días. Leganés

Como primera apreciación se puede observar que para diferentes condiciones de trabajo el rendimiento es razonablemente parecido. Por ejemplo, el día 13 de octubre es un día de radiación baja y velocidad del viento superior a los otros días de la muestra. El día 20 se registra mucha más radiación con menos viento, manteniendo el rendimiento en el mismo orden. Donde se aprecia la diferencia de estas condiciones es en la temperatura de salida del colector y en la velocidad de la corriente. Además los datos muestran que el canal superior presenta menor temperatura de trabajo y mayor velocidad. Todo esto se explicará con detalle en el apartado 5.2.1.2.

Se ve también que la temperatura de entrada al colector no es exactamente la misma que la temperatura ambiente. Esto se debe a que todo el aire que rodea al colector está a mucha más temperatura que el aire alejado de éste. Además también existen efectos de suelo, pues éste está radiando calor también.

Se va comparar en una misma gráfica los valores de temperatura de entrada y salida del colector y estos con la temperatura ambiente. La muestra fue tomada el 20 de octubre de 2010.



CANAL DE ARRIBA

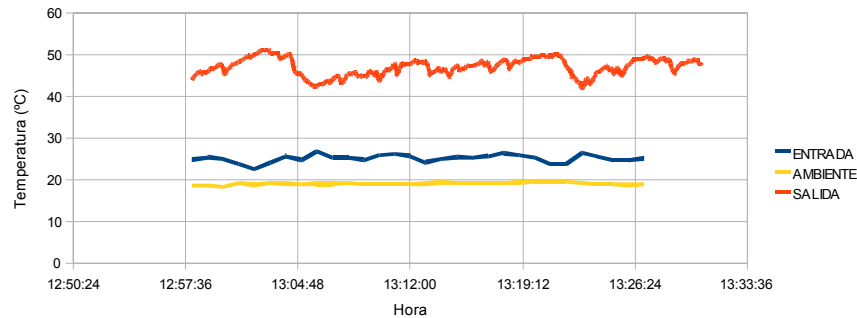


Figura 35: Comparación de las temperaturas de la corriente a la entrada y a la salida del colector y de la temperatura ambiente en el canal de arriba. Leganés 20/10/10

CANAL DE ABAJO:

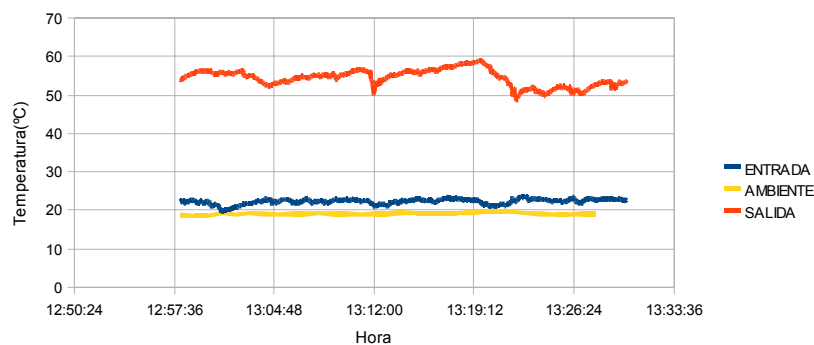


Figura 36: Comparación de las temperaturas de la corriente a la entrada y a la salida del colector y de la temperatura ambiente en el canal de arriba. Leganés 20/10/10

Se puede considerar que la temperatura a la entrada difiere de la ambiente en un valor razonablemente constante. Esta observación es interesante a la hora de modelar la corriente, como se verá en el capítulo 6.

Las gráficas respaldan que la cantidad de calor transferida a la corriente es constante en un período razonablemente corto en el que no haya mucha variación de temperatura exterior ni radiación solar, y que por tanto la velocidad de la corriente es también constante, por lo que será razonable asumir su valor medio en este período para la comparación con el modelo.

5.2.1.2 *Análisis de los datos y caracterización de la instalación.*

Primeramente los datos recogidos muestran que el canal inferior trabaja a mayor temperatura que el superior. Esto debe su explicación a la geometría de la corriente. La capa límite que fluye sobre el canal superior pierde convección a causa de los penachos, por lo que transferirá menos calor al aire que la de abajo. Por otro lado las pérdidas en la dirección vertical serán mayores en el canal de arriba, sobre el cual se encuentra el ambiente, que en el de abajo, sobre el cual se encuentra la placa caliente. Hacia abajo las pérdidas serán menores por el fundamento de la convección natural. Además los datos muestran cómo la corriente de abajo, a más temperatura, fluye a menor velocidad. Esto lo explica la posición de la placa, que es el cuerpo más caliente del colector y por tanto el que más convección genera. En el caso del canal inferior, al tener la placa por encima su movimiento se ve dificultado. Esto no



ocurre en el caso de arriba, en el que además los penachos favorecen el movimiento de la corriente y la mezcla

En las gráficas, gracias a las rectas de regresión lineal se ve cómo, a lo largo del día, la temperatura disminuye mientras que la velocidad aumenta. Como se vio en la introducción teórica la velocidad es proporcional a la raíz de la diferencia de temperaturas entre la placa y la corriente (y no el ambiente por tratarse de dos superficies enfrentadas, como ya se explicó). El hecho de que la velocidad aumente predice que, aunque la temperatura de la corriente empiece a bajar, la de la placa lo hará más lentamente, haciendo mayor esta diferencia y explicando el aumento de velocidad. También se ha visto cómo la temperatura a la entrada del colector y la temperatura ambiente mantienen una relación casi constante, lo cual será muy útil para estimar la temperatura a la entrada en el modelo teórico

Como muestran los datos y se comentó, para diferentes condiciones de radiación, temperatura ambiente y velocidad del viento se registran rendimientos muy parecidos, por lo que se puede considerar que el colector de la instalación presenta un rendimiento del 30% y proporcionando un flujo de entre 35°C y 50°C, con velocidades de entre 0.2 y 0.5 según el canal.

5.2.2 COLECTOR DE UN SOLO CANAL SITUADO EN ESTELÍ, NICARAGUA:

5.2.2.1 Muestra de los datos tomados

Se procede igual que en el apartado anterior: un resumen de los datos registrados de un día en concreto, las graficas de los datos en todo el período de medición y una tabla que recoge datos para otros días. Se comentarán brevemente, pero el análisis en profundidad se hará en el apartado 5.2.2.2

Los datos de la muestra fueron recogidos entre las 10:00 y las 14:30 del día 16 de diciembre de 2010. Durante esas horas se registró una temperatura media exterior de 25.4°C, y una radiación media de 856.63 W. La irradiación total diaria recogida fue 21.92 MJ/m².

Fecha: 16/12/10 Hora: 10:00 – 14:30	
Temperatura media a la salida del colector (°C)	47.2
Temperatura máxima a la salida del colector (°C)	58.5
Temperatura mínima a la salida del colector (°C)	37.2
Temperatura media a la entrada del colector (°C)	34.2
Velocidad media a la salida del colector (m/s)	0.46
Velocidad máxima a la salida del colector (m/s)	2.4
Velocidad mínima a la salida del colector (m/s)	0



Temperatura ambiente media (°C)	25.4
Radiación media en el intervalo (W/ m ²)	856.63
Radiación media entre la salida y puesta de sol(W/ m ²)	521.7
Velocidad del viento media (m/s)	0.86
Irradiación total diaria (MJ/m ²)	21.92
Calor transferido a la corriente (W)	904,76
Rendimiento	0,53

Tabla 8: Resumen de los datos recogidos el día 16 de diciembre de 2010. Estelí

El rendimiento obtenido en los cálculos de esta instalación es mayor que el del anterior. Esto se comenta en detalle en el apartado 5.2.2.2. Sólo indicar que hay que tener en cuenta que esta instalación tiene la cámara de secado construida aguas arriba del colector, mientras que la otra no. Esto interferirá en las medidas.

Se van a mostrar los valores de la temperatura a la salida del colector, con líneas de tendencia y de valor medio:

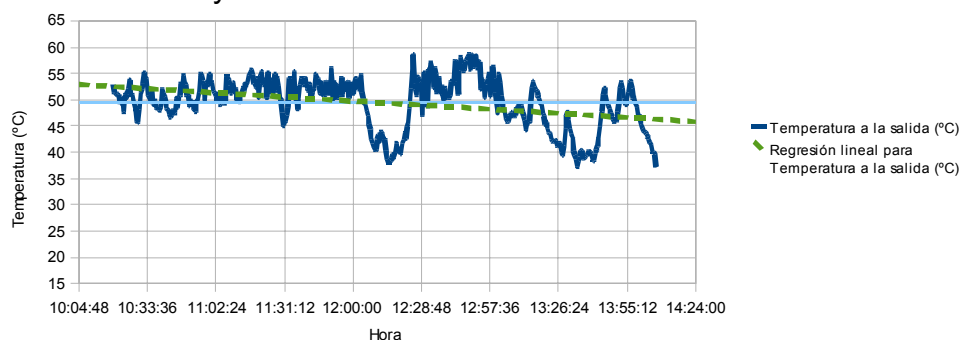


Figura 37: Valores de la temperatura a la salida del colector el día 16 de diciembre de 2010. Estelí

La gráfica de los valores de la velocidad de la corriente a la salida del colector, con líneas de tendencia y de valor medio sería:

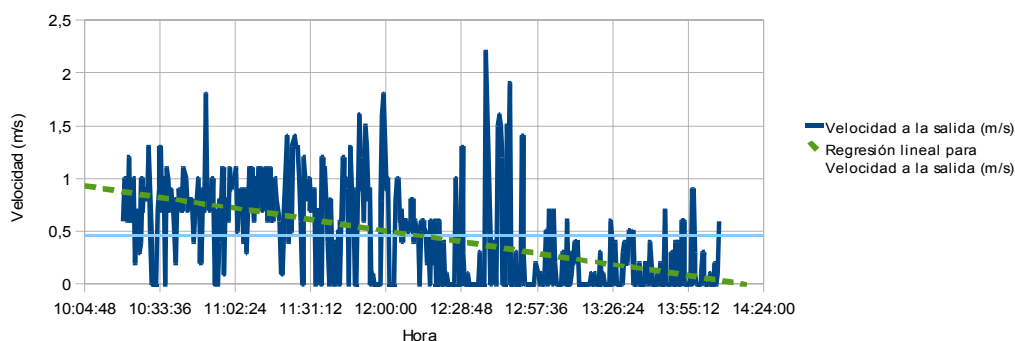


Figura 38: Valores de la velocidad de la corriente a la salida del colector el día 16 de diciembre de 2010. Estelí

Los datos y las gráficas anteriormente recogidas serán analizados en detalle en el apartado 5.2.2.2. Antes se muestra un resumen de los datos recogidos durante varios días a modo de muestra. Los valores de los datos climatológicos



corresponden a la media de los registrados durante las horas que se tomaron datos, excepto en el caso de la irradiación total diaria y de la radiación media entre la salida y puesta de sol, que son valores diarios.

A continuación vemos una muestra más amplia, con datos para más días. Los datos recogidos en la siguiente tabla corresponden a la media del intervalo de tiempo mencionado.

FECHA	Temperatura media a la salida (°C)	Temperatura máx. a la salida (°C)	Temperatura mín a la salida (°C)	Temperatura media a la entrada (°C)	Velocidad media a la salida (m/s)	Velocidad máxima a la salida (m/s)	Velocidad mínima a la salida (m/s)	T exterior media (°C)	Radiación media en el intervalo (W/m ²)	Radiación media entre salida y puesta sol (W/m ²)	Velocidad del viento media (m/s)	Irradiación diaria total (MJ/m ²)	Calor transferido a la corriente (W)	Rendimiento
08/11/11 11:30 – 12:00	40.3	45.1	31.5	32.9	0.46	1.7	0	25.3	1032.1	590.4	2.5	25.3	522.85	0.253
30/11/10 08:15 – 11:45	32.5	52.4	28.2	27.2	0.42	2.2	0	23.3	559.3	335.2	3.1	13.9	347.48	0,31
16/12/10 10:20 – 14:10	47.2	58.5	37.2	34.6	0.46	2.4	0	25.4	856.63	521.7	0.86	21.9	904.76	0,53
06/01/11 11:55 – 14:30	48.7	57.2	36.3	33.5	0.43	1.9	0	27.0	940.9	530.6	0.64	22.4	980.4	0,52

Tabla 9: Muestra de datos para varios días. Estelí

Todo esto se comentará en el apartado 5.2.2.2, pero a primera vista y tal y como se comentó en el análisis de la instalación de Leganés, existe diferencia entre la temperatura ambiente y la de entrada al colector. Para esta instalación también se va a mostrar una gráfica comparando las temperaturas de la corriente a la entrada y salida del colector y la ambiente. Los datos fueron tomados el día 17 de noviembre de 2010:

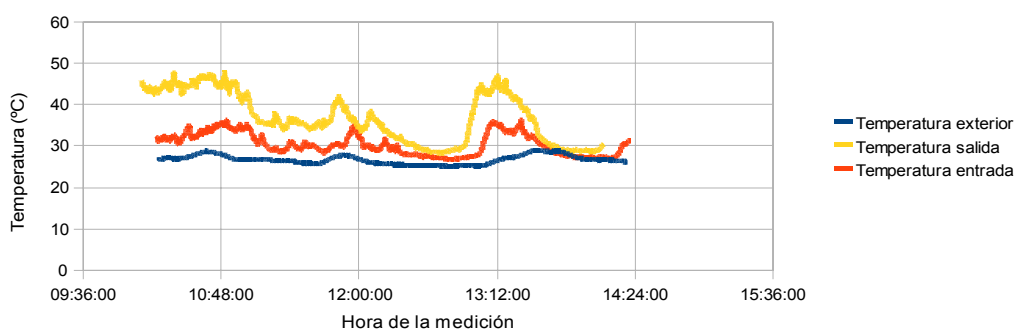


Tabla 10: Comparación de las temperaturas de la corriente a la entrada y a la salida del colector y de la temperatura ambiente en el canal de arriba.

Se vuelve a ver que la diferencia entre la temperatura ambiente y la de entrada al colector es razonablemente constante.

5.2.2.2 Análisis de los datos y caracterización de la instalación

Para la interpretación de los datos de esta instalación hay que tener en cuenta que la cámara de secado se encuentra unida a ella y que está recibiendo radiación directa, por lo que la temperatura alcanzada en su interior es muy elevada e interfiere con las medidas a la salida del colector. Éste es el motivo



de obtener valores de rendimiento tan altos. Los datos muestran valores de hasta 40 y 50% de rendimiento, aunque se predice que si se estudiara el colector por individual serían menores. Además el grosor del canal comparado con su longitud hace que la corriente en su interior sea muy irregular. La escasa longitud el canal hace que no se pueda llegar a desarrollar un flujo estable ni alcance mucha temperatura. Por otro lado la instalación de Estelí no consta de protección contra el viento, por lo que los días de mucho viento los valores de la velocidad de la corriente se disparan, no debiéndose en ningún caso a la convección, si no al viento entrando en el colector.

Tras analizar las mediciones de varios días se asume que el colector presente trabajará con un rendimiento de en torno al 40%, con temperaturas de salida del colector de entre 35 y 55°C y velocidades en torno a 0.4m/s dependiendo de las condiciones climatológicas. Algunos días se sale de este rango, pero son días con condiciones extraordinarias.

5.2.3 COMPARACIÓN DE LAS INSTALACIONES

Por tratarse de dos instalaciones tan diferentes, tanto geométricamente como por su ubicación, es complicado compararlas sólo con los datos experimentales. Para una mejor comparación se hará uso del modelo teórico, que ayuda a caracterizar la instalación pudiendo simular su comportamiento en otra ubicación o con otra geometría. Para ello el modelo será previamente validado con los datos experimentales. Se profundizará más en todo esto una vez visto el modelo. Sin embargo, observando los datos experimentales se pueden comentar algunas características comunes de las instalaciones.

La irregularidad de los datos respalda la descripción que se hizo de la corriente en el apartado 4.2, definiéndola como tridimensional e irregular. Es por eso que el punto de colocación de la sonda es de suma importancia. Esto se tuvo en cuenta a la hora de toma de medidas y se probó colocar la sonda en diversos puntos para contrarrestar los datos. En general, los datos mostrados y los que se emplearán para comparar con el modelo teórico son los recogidos con la sonda colocada en puntos estratégicos, alejados de irregularidades geométricas o lugares donde puede haber anomalías en la corriente. Según los datos registrados se ve que ambas alcanzan fácilmente altas temperaturas pero que los valores de velocidad no son muy altos. Cuando la corriente entre en el secadero se decelerará muchísimo, pues el área de paso es mucho mayor, mientras que la temperatura seguirá subiendo por estar la cámara de secado expuesta a la radiación solar. Se estima por tanto que va a ser deseable acelerar un poco la corriente, adquiriendo mayor velocidad y algo menos de temperatura. Gracias al modelo teórico se verá cómo conseguir esto, introduciendo variaciones geométricas hasta obtener el resultado deseado.

Los resultados muestran que el rendimiento es mayor en la instalación de Nicaragua, pero puede ser debido a la influencia de la cámara de secado, por eso se va a ver el modelo teórico para comparar cómo funcionaría cada instalación con uno o dos canales, sin verse afectada por la cámara de secado.



6 MODELO TEÓRICO PARA EL COLECTOR SOLAR

6.1 INTRODUCCIÓN

Se ha creado un modelo teórico que define el comportamiento fluidotérmico y fluidodinámico del colector solar del secadero. El modelo se basa principalmente en un balance energético en el colector. Dicho balance energético será introducido como un sistema de ecuaciones en MathCad y su solución proporcionará los valores de los parámetros termodinámicos de la corriente de salida. Las ecuaciones del sistema serán las que conforman el balance energético, las correlaciones que permiten calcular los coeficientes de convección tanto de la placa como del cristal y las velocidades medias de las capas límite dinámicas ligadas al cristal y la placa, así como su espesor.

Esto conforma un sistema de nueve ecuaciones con ocho incógnitas, para el caso de un canal, y de diecisiete para el caso de dos canales. Como se dispone de dos configuraciones diferentes (uno y dos canales) se explicará cómo se adapta el modelo a cada configuración. Además un ejemplo del algoritmo programado en MathCad se adjunta en el Anexo 5 para el caso de un canal y en el Anexo 6 para dos canales.

6.1.1 ESTRUCTURA DEL MODELO

1. DATOS DE ENTRADA Y SALIDA

En primer lugar se va a explicar cuáles son tanto los datos de entrada como los de salida del modelo. Los datos de entrada son los que habrá que introducir en el algoritmo para que calcule los parámetros que interesa conocer de la corriente. Estos datos de entrada son datos geométricos del colector, datos posicionales para conocer cómo será la incidencia del sol, datos ambientales y climáticos, así como valores de los parámetros termodinámicos del aire. El algoritmo proporcionará como datos de salida los valores teóricos de los parámetros del aire en el colector, tales como temperatura a la salida, velocidad de la corriente, coeficientes de convección y demás datos que se explicarán posteriormente.

2. MODELO: ALGORITMO DE CÁLCULO

Tras haber analizado el significado de dichos datos, y de explicar cómo se obtienen se procede a explicar el modelo. Dicho modelo está basado en las ecuaciones de transferencia de calor y de fluidomecánica. Incluye también las ecuaciones que definen cómo incide la radiación sobre el colector, pues, como se explicó en la introducción teórica, la radiación va a depender de los ángulos solares, de los materiales del colector, de la hora y del día, de la nubosidad y otros numerosos factores que también son tenidos en cuenta y analizados a lo largo del modelo aquí presentado. Todas estas ecuaciones serán explicadas y justificado su uso.



3. SISTEMA DE ECUACIONES

Tras haber explicado todas las ecuaciones que conforman el modelo se va a mostrar el sistema de ecuaciones que se introduce en MathCad. Como todas las expresiones son explicadas en detalle en el apartado que recoge el modelo en sí, aquí ya sólo se presentará el sistema de ecuaciones tal y como se introduce en MathCad.

4. RESULTADOS

El sistema de ecuaciones anteriormente presentado produce como solución los datos de salida del modelo, que son los parámetros de la corriente que se desea conocer.

6.2 OBJETIVOS DEL MODELO

Aplicando las ecuaciones de transferencia de calor, y comprobando después con los datos experimentales, el modelo predice el comportamiento del colector, pudiendo ver fácilmente los valores teóricos de los parámetros de la corriente de aire para diferentes condiciones.

Como se mencionó al analizar los datos es difícil comparar las instalaciones, pues tanto la geometría como la ubicación difieren enormemente. Por eso sería interesante simular diferentes configuraciones en cada colector para buscar el funcionamiento óptimo. Los cálculos son realizados mediante un algoritmo creado con MathCad, de tal manera que resulta sencillo analizar los cambios en los parámetros de los que depende la corriente de aire. Sólo sería necesario variar los datos de entrada del algoritmo para ver cómo se comportaría el colector en otro lugar con diferentes condiciones climáticas o si se le realizan modificaciones geométricas, incluso si se cambia la configuración de uno a dos canales, lo que facilitará mucho su comparación.

Además el modelo podrá ser utilizado para diseñar un nuevo colector que se ajuste mejor a los requerimientos de un secado óptimo.

6.3 DATOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL MODELO

En primer lugar se presentan a modo de lista todos los datos que requiere el algoritmo, así como los datos de salida que proporciona, para explicarlos en detalle posteriormente.

DATOS DE ENTRADA DEL MODELO:

Datos geométricos:

- Ángulo de inclinación del colector α
- Longitud del colector L
- Anchura del colector W



- Separación entre el cristal y la placa (y entre la placa y el aislante en el caso de tener dos canales) s
- Espesor del cristal e_g
- Espesor del aislante e_{ais}
- Espesor de las paredes e_w
- Conductividad térmica del cristal k_g
- Conductividad térmica de las paredes k_w
- Conductividad térmica del aislante k_{ais}
- Transmitancia del cristal τ
- Coeficiente de refracción del cristal $\eta_{cristal}$
- Emitancia del colector ε

Datos ambientales:

- Irradiación diaria total recogida H
- Temperatura ambiente T_{amb}
- Temperatura de entrada al colector T_0
- Velocidad del viento v
- Humedad relativa del ambiente: $HR\%$

Datos posicionales:

- Día del año n
- Hora local $hora_{local}$
- Latitud del lugar ϕ
- Longitud del lugar en grados L_0
- Diferencia horaria con el meridiano de Greenwich en grados L_{std}

Datos del aire:

- Calor específico Cp_{air}
- Densidad ρ
- Coeficiente de refracción η_{air}
- Número de Prandtl Pr
- Conductividad térmica del aire k_{air}
- Viscosidad cinemática ν_{air}

DATOS DE SALIDA DEL MODELO:

- Temperatura de la corriente a la salida del colector T_{out}
- Temperatura de la placa T_{bw}
- Temperatura del cristal por la parte interior T_g
- Coeficiente de convección de la placa a la corriente de aire h_{wb}
- Coeficiente de convección del cristal a la corriente de aire h_g
- Velocidad de la corriente. u



- Humedad relativa de la corriente a la salida del colector HR_{out}
- Rendimiento

6.4 ANÁLISIS DE LOS DATOS DE ENTRADA Y SALIDA DEL MODELO

Se procede a explicar todos los datos arriba enumerados. Para los cálculos realizados en Estelí, la Universidad cuenta con una estación meteorológica llamada El Limón, situada a 2km de las instalaciones, que registra datos climáticos cada 5 minutos. Cuenta además con un piranómetro que registra la radiación instantánea, también cada 5 minutos. Los datos son recogidos quincenalmente y se procede a su tratamiento. En el caso de España, un piranómetro colocado en la azotea del edificio de la Universidad proporciona los valores de irradiación instantánea cada minuto, recogiendo 1440 mediciones diarias. Cada dos o tres días se produce el reporte de dichos datos para su utilización.

6.4.1 IRRADIACIÓN TOTAL DIARIA

No se dispone de la irradiación total diaria recogida. Para su cálculo se toma la radiación instantánea y se considera constante durante el intervalo de medición, y calculando así la energía recogida en ese intervalo, para posteriormente sumar todos los intervalos. El algoritmo de cálculo sería el siguiente:

$$H = \sum_{i=1}^{i=N} I_i \cdot \lambda \cdot 60 \text{seg} \quad \text{Ecuación 59}$$

Siendo H la irradiación total diaria, I la irradiación instantánea, λ la longitud del intervalo y N el número de medidas diarias. En el caso de Nicaragua se recogen $N=288$ medidas diarias en intervalos de $\lambda=5$ minutos. En el caso de España se recogen $N=1440$ medidas diarias, en intervalos de $\lambda=1$ minuto

6.4.2 TEMPERATURAS

La distribución de temperaturas en todo el colector, así como en la corriente de aire es muy compleja, según las mediciones realizadas.

En primer lugar, los penachos generados en la corriente (Véase punto 4.2) hacen que la velocidad en cada punto varíe muchísimo. Esto afecta a la distribución de temperaturas de la corriente y al coeficiente de convección, afectando así a las temperaturas de la placa y el cristal.

Por otro lado, pese a ser limpiado todo el colector periódicamente, siempre ha presentado imperfecciones, óxido y suciedad, así como un rápido deterioro debido a las agresivas condiciones climatológicas de Nicaragua. Éste también ha sido uno de los principales motivos de la no uniformidad de temperaturas.

El incremento de temperatura de la corriente a medida que asciende por el colector explica que la temperatura de la placa vaya aumentando también en ese sentido. Y lo mismo ocurre transversalmente, pues debido a las pérdidas



por las paredes, la temperatura de la corriente es menor en los laterales, lo que unido a peor recepción de radiación por parte de la placa hace que la temperatura cerca de las paredes sea menor. Ésta distribución en la placa es análoga en el cristal, pues el aumento de temperatura de éste se debe mayoritariamente a la radiación de la placa sobre él.

Frente a esta compleja distribución es complicado definir las temperaturas para un modelo teórico. A continuación se explica cómo se han asumido las temperaturas que forman parte del modelo.

A modo de introducción aclarar que se han considerado constantes la temperatura de la placa, del cristal, la del aire a la entrada del colector y la de salida del mismo, que se demuestra que es razonable a continuación.

6.4.2.1 Temperatura de entrada al colector.

Se ha comprobado que existe relación lineal entre la temperatura ambiente y la temperatura de entrada al colector. La diferencia de temperatura se debe fundamentalmente a efectos de suelo, que calienta el aire alrededor. La entrada al colector es lo más cercano al suelo, que está mas caliente que el aire y está transfiriendo calor al mismo.

Durante varios días se tomaron medidas, disponiendo así de datos para diferentes condiciones climáticas. Los valores de irradiancia diaria, velocidad del viento, así como la hora de recogida de datos eran diferentes, con el objetivo de obtener una correlación entre ambas variables consistente.

Como se podrá observar, la diferencia entre ambas variables permanece prácticamente constante. Parece pues razonable tomar dicha diferencia como constante y aplicarla siempre. Para obtener dicha diferencia se recogen las temperaturas de entrada al colector y la temperatura exterior cada pocos segundos y se restan dato a dato. La diferencia utilizada para el modelo será la media de dichas diferencias, pues siempre permanece en torno a 4.5 °C, como se muestra en este apartado.

A continuación se presentan algunos de los datos recogidos para diferentes condiciones. Se muestra la gráfica para uno de las muestras. Y el resto de los datos se recogen en una tabla. Las gráficas correspondientes a dichos datos se encuentran en el Anexo 4.

Datos recogidos el 12 de noviembre de 2010 en la instalación de Estelí.
Irradiación total diaria 13.39 MJ/m² y una velocidad del viento media durante el período de medición de 1.69 m/s:

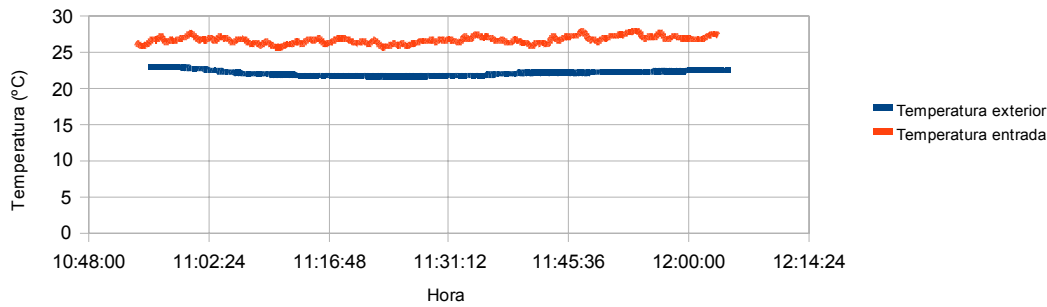


Figura 39: Comparación entre la temperatura de entrada al colector y la temperatura ambiente

Se puede apreciar en la gráfica que durante todo el período de medición la diferencia entre las temperaturas de entrada al colector y del ambiente es constante. Se realiza la media de la diferencia de cada dato tomado para obtener:

$$T_{dif} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} T_{0_i} - T_{amb_i}}{N} = 4.49^{\circ}C$$

Ecuación 60

Donde T_{dif} es la diferencia de temperaturas media, T_{0_i} cada valor de la temperatura a la entrada del colector, T_{amb_i} cada valor de la temperatura ambiente y N el número de datos registrados.

A continuación se muestran más datos que demuestran que esta temperatura se puede asumir razonablemente constante. (Véase el Anexo 4 para ver las gráficas de los datos)

Fecha	Intervalo de medición	Irradiación total diaria (MJ/m ²)	Velocidad del viento (m/s)	Temperatura media a la entrada (°C)	Temperatura media exterior (°C)	Diferencia de temperaturas
12/11/10	10:50 – 12:00	13.39	1.69	26.45	21.96	4.49
17/11/10	11:40 – 13:10	16.31	0.2	30.93	26.48	4.45
29/11/10	09:20 – 09:36	17.66	2.5	28.56	23.97	4.59
30/11/10	08:15 – 11:45	13.9	3.1	27.2	23.3	3.9
06/01/11	11:55 – 14:30	22.4	0.64	33.5	27.0	6.5
12/01/11	11:00 - 12:00	20.19	4.45	29.61	25.48	4.12
18/02/11	12:40 – 14:10	18.2	3.1	32.8	27.7	5.1

Tabla 11: Comparación entre las temperaturas de entrada y del ambiente en la instalación de Estelí.

A la vista de los resultados se utilizará para el modelo $T_{dif} = 4.5^{\circ}C$

Para el caso de España existe también una relación que se puede considerar razonablemente lineal. La diferencia ahora está en que el colector consta de dos canales. A la entrada, se demuestra a partir de los datos tomados, que la temperatura es mayor para el canal de arriba que en el de abajo, pero ligeramente. A continuación se muestran gráficas que permiten comparar ambas temperaturas con la exterior y que demuestran que se puede considerar la relación lineal, y asumir que la temperatura de entrada al colector por ambos canales es la misma, siendo unos 4.5°C superior a la ambiente. Datos recogidos el día 19 de octubre de 2010, con una irradiación diaria de 23.9 MJ/m² y una velocidad del viento media de 0.72 m/s

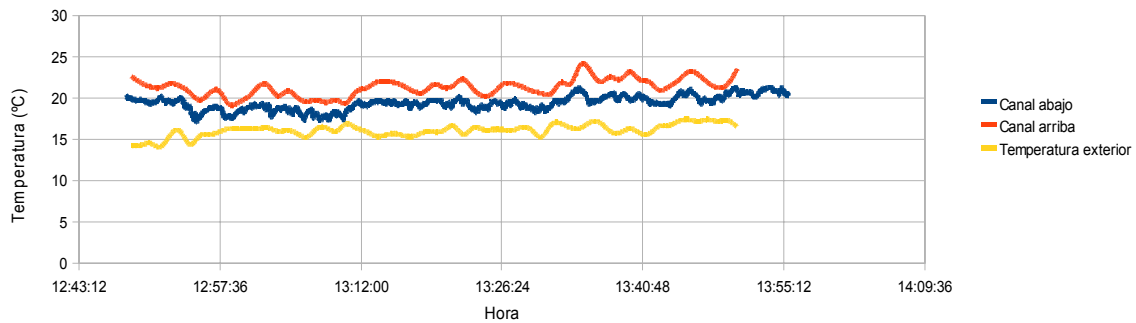


Figura 40: Comparación entre las temperaturas de entrada a sendos canales del colector con la temperatura ambiente. Leganés. 19/10/10

$$T_{dif\ arr} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} T_{0arr_i} - T_{amb_i}}{N} = 5.28^{\circ}C$$

Ecuación 61

$$T_{dif\ ab} = \frac{\sum_{i=1}^{i=N} T_{0ab_i} - T_{amb_i}}{N} = 3.35^{\circ}C$$

Ecuación 62

$$T_{dif} = \frac{T_{dif\ arr} + T_{dif\ ab}}{2} = 4.32^{\circ}C$$

Ecuación 63

Fecha	Intervalo de medición	Irradiación total diaria (MJ/m ²)	Velocidad del viento (m/s)	Temperatura media exterior (°C)	Canal	Temperatura media a la entrada (°C)	Diferencia de temperaturas	
14/10/10	12:30 – 13:30	23.6	0.97	19.6	1	26.45	6.85	5.48
					2	23.71	4.11	
19/10/10	12:45 – 14:00	23.9	0.72	16.08	1	21.36	5.28	4.32
					2	19.43	3.35	
21/10/10	14:50 – 16:15	23.4	0.67	19.2	1	26.1	6.9	5.65
					2	23.6	4.4	
22/10/10	13:15 – 14:00	16.4	0.74	16.81	1	22.33	5.52	4.53
					2	20.36	3.55	

Tabla 12: Valores medidos de temperatura exterior y de entrada al colector

Se ve por tanto que en este caso también se puede considerar $T_{dif} = 4.5^{\circ}C$. Las gráficas con los datos arriba presentados se encuentran en el Anexo 4 junto con las de los datos de la instalación de Estelí.

En el modelo se aplicará por tanto para la temperatura de entrada:

$$T_0 = T_{amb} + T_{dif}$$

Ecuación 64

Siendo $T_{dif} = 4.5^{\circ}C$

6.4.2.2 Temperatura del aire a la salida del colector

A pesar de la confluencia de las dos capas límite, de los penachos, de las irregularidades en la corriente (Véase punto 4.2) y de la caída de temperatura cerca de la pared antes mencionada, la temperatura de salida T_{out} , será considerada constante en toda la sección de salida del colector. Para el caso de



dos canales diferenciamos entre la temperatura de salida del canal de arriba T_{out1} y del de abajo T_{out2} .

A continuación, los valores de la temperatura para varios puntos del canal, para demostrar que es razonable considerar la temperatura constante. Los datos fueron tomados el 7 de Enero de 2011 a diferentes horas. También se presenta una gráfica que facilita la interpretación de los datos recogidos. X representa la distancia en metros a la pared lateral del colector, por donde se introduce la sonda. Las temperaturas vienen expresadas en grados Celsius.

	X=0.05	X=0.1	X=0.2	X=0.25	X=0.3	X=0.35	X=0.4	X=0.45	X=0.6	X=0.7	X=0.8
11:56	37,9	38,6	38,8	39,1	40,5	40,5	40,8	41,3	42,6	43,1	43,2
11:58	38,2	38,1	38,1	39,7	41,0	40,4	42,1	41,5	43,0	43,3	43,7
12:01	37,7	39,1	38,3	38,9	40,0	40,6	40,9	41,6	42,1	44,1	43,7
12:05	38,1	38,6	38,8	39,1	40,5	40,5	41,2	41,3	43,1	43,1	44,2
12:07	38,0	38,1	40,1	39,3	40,9	41,7	40,1	43,7	42,9	43,0	43,8
12:10	39,2	40,1	41,0	41,2	41,9	42,8	43,0	43,6	44,3	44,1	42,6
12:12	40,2	39,3	40,4	40,1	40,9	42,0	41,3	42,9	43,2	42,6	41,9
12:16	39,7	39,7	41,0	40,9	41,4	42,3	41,8	44,0	41,2	44,3	41,8

Tabla 13: Valores de la temperatura del aire a la salida del colector en distintos puntos e instantes.

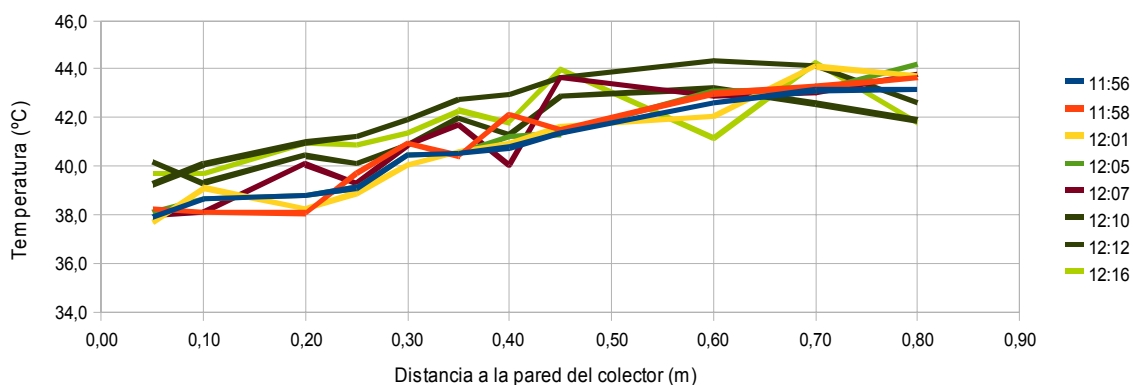


Figura 41: Valores de la temperatura del aire a la salida del colector en distintos puntos e instantes.

Aunque cerca de la pared la temperatura decae notablemente, es razonable admitir todo el campo de temperaturas como constante.

6.4.2.3 Temperaturas de la placa y del cristal

Tanto la placa como el cristal son considerados a temperatura constante en el modelo. En la práctica esto no es del todo cierto. La placa presenta parte de su superficie, la de la entrada, a menor temperatura que el resto. Así como los laterales.



Para estudiar la distribución de temperaturas en la placa se hizo uso de termopares conectados a un datalogger en cuatro puntos de la placa. Para la elección de los puntos se asume la distribución de temperaturas en la placa simétrica respecto a su eje longitudinal, de tal forma que se toman las medidas solo en la mitad izquierda, puesto que el acceso a la parte derecha es mucho más complicado por la constitución del secadero.

Los puntos donde se colocan los termopares que miden los valores de temperatura de la placa son los siguientes. Cada número corresponde al número del canal presentado en la gráfica.

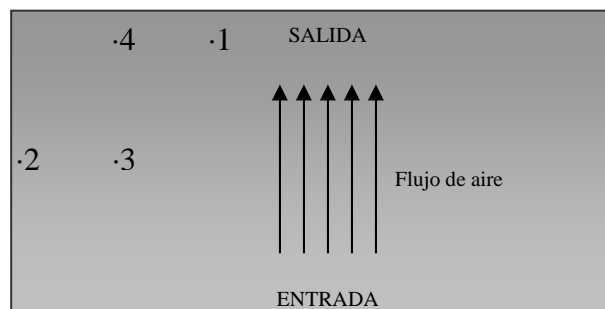


Figura 42: Esquema de la colocación de los termopares en la placa.

A modo de ejemplo se presentan las temperaturas registradas sobre la placa el día 6 de enero de 2011:

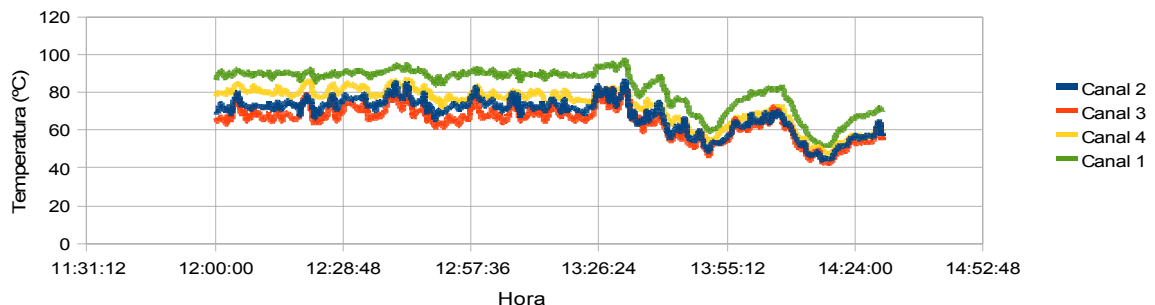


Figura 43: Valores de la temperatura de la placa registrados para cuatro puntos diferentes

En cuanto al cristal se procedió de igual modo:

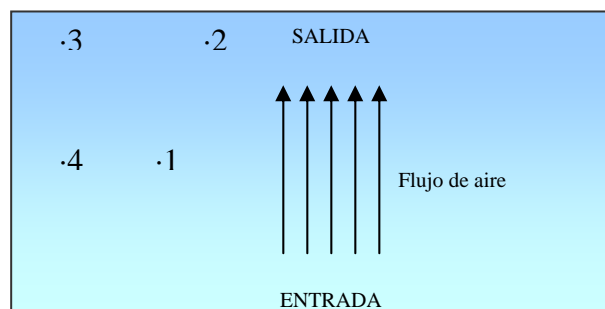


Figura 44: Esquema de la colocación de los termopares en el cristal.



A continuación se presentan los datos, a modo de ejemplo, recogidos el 11 de Enero de 2011 que apoyan el tomar la temperatura del cristal constante.

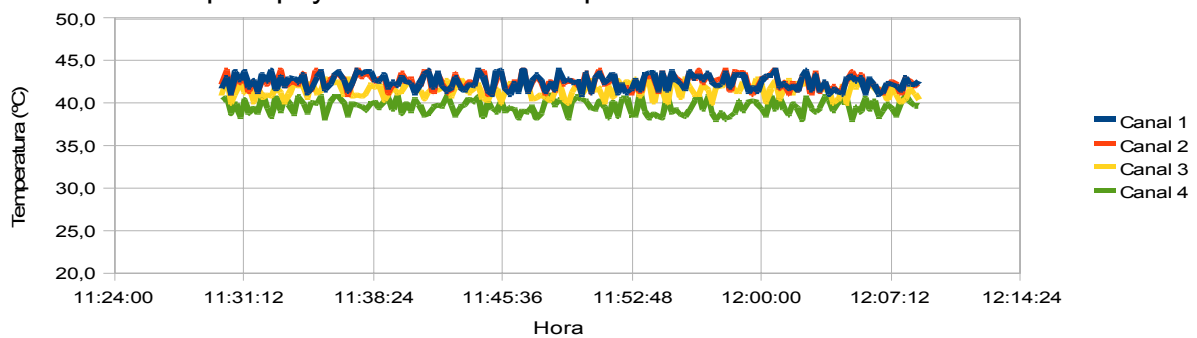


Figura 45: Valores de la temperatura del cristal registrados para cuatro puntos diferentes

Para ambos casos, tanto en la placa como en el cristal se aprecia diferencia entre los datos registrados por cada termopar. Sin embargo, dada la magnitud de la diferencia, parece razonable asumir la temperatura constante en toda la superficie.

6.4.3 COEFICIENTES DE CONVECCIÓN.

Para su cálculo se emplea, como se explicó en la introducción teórica:

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{k} \Rightarrow h = \frac{k \cdot Nu_L}{L} \quad \text{Ecuación 65}$$

En el caso de disponer de un canal de sección s , como es el caso aquí presentado se puede expresar a su vez como:

$$Nu_s = \frac{h \cdot s}{k} \Rightarrow h = \frac{k \cdot Nu_s}{s} \quad \text{Ecuación 66}$$

Lo que se necesita conocer para la determinación del coeficiente de convección es el número de Nusselt. En el apartado 2.1.2.5 se vieron numerosas correlaciones para el cálculo de éste en función de la forma geométrica y posición del cuerpo bañado en la corriente de aire. Varias de ellas se ajustan a este caso particular. Se pueden considerar dos placas independientes, pues como se verá a continuación las capas límites de una y otra no se llegan a tocar (si no se considera, claro está, los penachos de la placa de abajo). El problema con ésta hipótesis es que no existe una correlación experimental para una placa inclinada caliente situada por debajo de la corriente, por la compleja configuración de ésta, de la que ya se habló. Se puede hacer la aproximación de placa inclinada por encima de la corriente y tener en cuenta que se va a perder convección por la configuración de la corriente, aunque a modo de estimación sería válido, como se demostrará más adelante. Existen también correlaciones para canales inclinados, aunque para casos muy particulares. De hecho, hasta ahora sólo se han estudiado cuatro casos de canales inclinados (Azevedo y Sparrow, 1985): o bien ambas placas tienen la misma temperatura, o el mismo flujo de calor, o una de ellas es adiabática, o ambas. Las diferencias en el resultado del coeficiente de convección son muy pequeñas, por lo que se probó con varias hasta obtener la correlación que más se ajustaba a los datos empíricos.

Los resultados obtenidos durante las pruebas para las condiciones de un día aleatorio y la comparación con los experimentales para esas mismas



condiciones se muestran a continuación. En primer lugar se explicará y justificará las correlaciones empleadas en cada caso, para visualizar posteriormente todos los resultados obtenidos y elegir así una correlación razonable.

Caso 1: Ya se vio en el apartado 2.1.2.5 que para una placa inclinada se puede utilizar ara el cálculo del número de Nusselt la correlación para placa vertical (Churchill- Chu, 1975) introduciendo el ángulo del colector.

$$Nu_L = \left(0.825 + \frac{0.387(Ra_L)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

Ecuación 67

Existen expresiones que se adecuan más a casos más particulares. Para números de Prandtl $Pr > 0.6$ se tiene (<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/>)

$$Nu_L = 0.59 \cdot Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad \text{si } 10^4 < Ra_L < 10^9$$

Ecuación 68

$$Nu_L = 0.1 \cdot Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad \text{si } 10^9 < Ra_L < 10^{13}$$

Ecuación 69

Esta correlación (en concreto la 68 por tratarse de números de Rayleigh bajos, como se verá) podría emplearse para el cristal, con un pequeño error cometido cuando el ángulo sea muy pequeño. Sin embargo esto sólo es válido si la corriente se sitúa por debajo de un cuerpo caliente, por lo que no podremos usarla para la placa. Se probó a utilizar para este caso la correlación para placa horizontal (Incropera 1996) introduciendo el ángulo de la placa. Se tendría entonces, para el cristal:

$$Nu_L = 0.59 \cdot Ra_L^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 70

Y para la placa:

$$Nu_L = 0.27 \cdot Ra_L^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 71

Como se recoge en la tabla, estas correlaciones dan valores mucho más bajos para el coeficiente de convección de la placa que para el cristal, lo cual no parece muy lógico desde el punto de vista de la física de la convección.

Caso 2: Debido a lo comentado en el párrafo anterior, se va a probar a utilizar la correlación para placa vertical en ambas placas, que, como depende de la temperatura del cuerpo caliente, elevará el valor de h de la placa por encima del del cristal. En este caso se emplea para ambos cuerpos:

$$Nu_L = 0.59 \cdot Ra_L^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 72

Los resultados aquí obtenidos parecen más razonables. No obstante se van a probar más correlaciones, puesto que existen específicas para canales inclinados.

Caso 3: Correlación de canales inclinados para ambas paredes, teniendo en cuenta que en la pared inferior se va a perder cierta convección, con un error menor al 10% (Azevedo y Sparrow, 1985)



$$Nu_s = 0.656 \cdot \left(Ra_s \frac{s}{L} \right)^{1/4}$$

Ecuación 73

Caso 4: Correlación para placa vertical sin pared enfrentada (Onur y Aktas, 1998) para ambos cuerpos:

$$Nu_L = 0.656 \cdot Ra_L^{0.226}$$

Ecuación 74

Caso 5: Correlación para paredes enfrentadas enfrentada (Onur y Aktas, 1998) para ambas paredes:

$$Nu_s = 0.542 \cdot \left(Ra_s \frac{s}{L} \right)^{0.236}$$

Ecuación 75

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Experimental
h_{placa}	1.39	2,96	3,22	2,1	2,37	6.04
$h_{cristal}$	2.51	2,42	2,6	1,7	1,98	
$Nu_{s\ placa}$	3.92	8,35	9,09	5,93	6,69	17.05
$Nu_{s\ cristal}$	7.08	6,83	7,34	4,80	5,59	
$Nu_{L\ placa}$	51.48	109,63	119,26	77,78	87,78	223.7
$Nu_{L\ cristal}$	92.96	89,63	96,30	62,96	73,33	
T_{salida}	33.67	32	34.07	32.92	33.2	41.3
T_{placa}	75.6	69.57	69	73.13	72.01	78.7
$T_{cristal}$	48.46	45.55	45.28	47.87	47.15	44.8

Tabla 14: Valores obtenidos para las diferentes correlaciones empíricas

En vista de los resultados anteriores se puede descartar el caso 1 por lo mencionado antes: el coeficiente de la placa es menor que el del cristal, lo cual no tiene sentido físico. Los demás presentan coeficientes más razonables, siendo quizás los que más se aproximan a los experimentales los del caso 3, aunque las diferencias son mínimas.

Es por eso que se decide emplear la correlación del caso 3, (ecuación 73). De tal manera que el coeficiente de convección quedaría:

$$h = \frac{k_{air}}{s} \cdot 0.656 \cdot \left(Ra_s \frac{s}{L} \right)^{1/4}$$

Ecuación 76

6.4.4 VELOCIDAD DE LA CORRIENTE

En el apartado 4.2 se explicó el comportamiento de la corriente dentro del colector, que presenta dos capas límite. La geometría tridimensional e irregular de la capa de la placa y la interferencia de ésta sobre la del cristal dificultan mucho el cálculo teórico del campo de velocidades. Además, la corriente se ve afectada por muchos factores como el viento entrando en el colector, la geometría de la instalación, las imperfecciones de la placa, etc. Lo que dificulta la elección de un valor óptimo y exacto para compararlo con el resultado teórico.



Teniendo todo esto en cuenta se va intentar modelar la velocidad de la corriente dentro del colector, calculando por separado la velocidad de cada capa límite y haciendo una serie de simplificaciones que se verán en este apartado.

El modelo, como se verá a continuación, calculará el espesor de las capas límite, para ver si se tocan o no. A efectos de cálculo se considerará que la velocidad de la capa límite del cristal afecta uniformemente a todas las partículas dentro de la sección con espesor igual al de la capa límite. Para el caso de la velocidad de la capa límite de la placa se va a considerar, debido a la configuración tridimensional y a los penachos, que la velocidad afecta a todas las partículas dentro de la sección del colector, y que hay mezcla con la capa límite del cristal.

Como se demostró en la introducción teórica, y para el caso con las paredes inclinadas un ángulo α con la horizontal se puede relacionar el número de Reynolds y el número de Grashof de la forma:

$$Gr_x = \frac{g \cdot \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T - T_\infty) x^3}{\nu_{air}^2} = Re_x^2 = \left(\frac{u \cdot x}{\nu_{air}} \right)^2 \quad \text{Ecuación 77}$$

Despejando la velocidad:

$$u = \left(g \cdot \sin(\alpha) \cdot \beta (T - T_\infty) \cdot x \right)^{1/2} \quad \text{Ecuación 78}$$

En lugar del incremento de temperatura $T - T_\infty$ emplearemos el incrementeo de temperaturas logarísmico medio, que para el caso de la placa sería:

$$\Delta T_{LM\ bw} = \frac{(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})}{\ln \left(\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out})} \right)} \quad \text{Ecuación 79}$$

El motivo de utilizar el incremento de temperaturas logarítmico medio es que, para convección sobre una placa (véase figura 47, caso 1) se emplea la diferencia de temperaturas entre la placa y el ambiente $(T_{bw} - T_\infty)$. Pero para dos placas enfrentadas (véase figura 46, caso 2) la corriente ya no está en contacto con el ambiente, si no con la capa límite superior, que también está aumentando su temperatura. Por eso la aproximación más razonable es un incremento de temperaturas logarítmico medio.

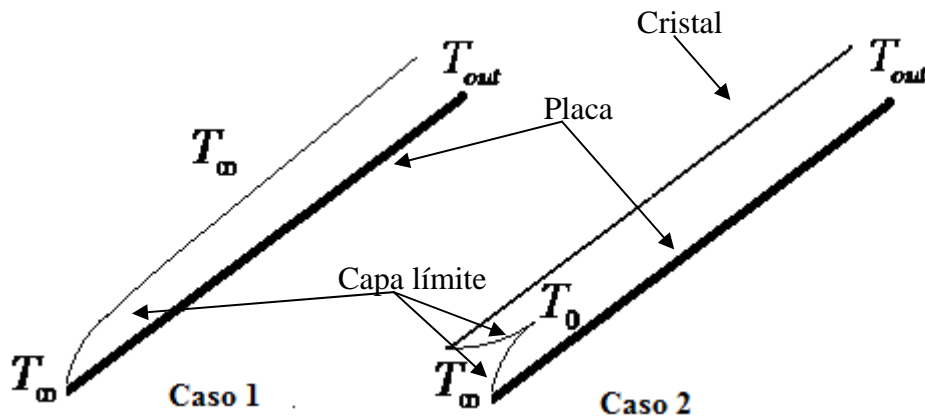


Figura 46: Diferencias entre las capas límite en el caso de sólo una placa o dos placas enfrentadas. Elaboración propia



Las expresiones para calcular la velocidad a la salida del colector de cada una de las capas límite para cada una de dichas capas serían entonces:

$$\text{Cristal: } u_{L_g} = \left(g \cdot \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot \frac{(T_g - T_0) - (T_g - T_{out})}{\ln\left(\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out})}\right)} \cdot L \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 80}$$

$$\text{Placa: } u_{L_{bw}} = \left(g \cdot \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot \frac{(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})}{\ln\left(\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out})}\right)} \cdot L \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 81}$$

Estas expresiones serían perfectamente válidas si la corriente presentara un comportamiento bidimensional y uniforme, pero como ya se explicó, no es así. Se considera por tanto, el resultado del modelo como un valor medio de los diferentes campos de velocidad. En realidad estas expresiones determinan más un orden de magnitud de la velocidad que su valor concreto, y son las que más error aportan al modelo

6.4.5 PROPIEDADES TÉRMICAS Y ÓPTICAS DE LOS MATERIALES

Los valores serán tomados para los materiales empleados en la fabricación del colector: la cobertura de vidrio, las paredes de madera, el aislante de madera con baja conductividad cubierto con cartón, y la placa de acero negro.

Los valores a introducir serán: Coeficiente de extinción del cristal κ , coeficiente de refracción del cristal $\eta_{cristal}$, coeficiente de refracción del aire η_{air} , emisividad de la placa ε y absorbancia de la placa abs , conductividad térmica del cristal k_g , conductividad térmica de las paredes k_w y conductividad térmica del aislante k_{ais}

6.4.6 PROPIEDADES TÉRMICAS Y ÓPTICAS DEL AIRE

Como el rango de temperaturas en el que trabaja el secadero es reducido, tomamos los valores de los parámetros termodinámicos del aire para 1 atmósfera de presión y 30 °C de temperatura.

Los datos a introducir serán: Calor específico Cp_{air} , densidad ρ , número de Prandtl Pr , conductividad térmica k_{air} , viscosidad ν_{air} y coeficiente de refracción del aire η_{air}



6.5 MODELO

Como se dijo en la introducción el modelo se basa en un balance energético en la placa, en el cristal y en la corriente de aire. Antes de analizar dicho balance energético se procede a explicar cómo se calcula la potencia que llega al colector:

6.5.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA QUE LLEGA AL COLECTOR:

Todas las expresiones mostradas a continuación proceden de Duffie and Beckmann, 1991, salvo que se exprese otra fuente:

Partimos de uno de los datos de entrada, la irradiación total diaria en el plano horizontal H expresada en $\frac{J}{m^2 \cdot día}$. Esta irradiación consta de dos componentes, irradiación directa e irradiación difusa:

$$H = H_D + H_{dif} \quad \text{Ecuación 82}$$

Para calcular dichas componentes se ha de conocer la transparencia atmosférica, expresada en el índice de claridad k_T , que relaciona la irradiación extraterrestre H_0 con la registrada en el plano horizontal H . La irradiación extraterrestre H_0 depende exclusivamente del día del año n y de la latitud ϕ

$$H_0 = \int_{-\omega_s(\delta(n), \phi)}^{\omega_s(\delta(n), \phi)} G_0(n, \phi, \omega) \frac{1hr}{15^\circ} d\omega \quad \text{Ecuación 83}$$

Siendo ω_s el ángulo de salida del sol y $G_0(n, \phi, \omega)$ la potencia incidente sobre un plano horizontal:

$$\omega_s = \arccos(-\tan(\phi) \cdot \tan(\delta)) \quad \text{Ecuación 84}$$

$$G_0(n, \phi, \omega) = G_{0n}(n) \cdot (\cos(\phi) \cdot \cos(\delta(n)) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta(n))) \quad \text{Ecuación 85}$$

Donde:

$\delta(n)$ - Declinación de la tierra para el día n :

$$\delta(n) = 23.45^\circ \cdot \sin\left(360^\circ \frac{284 + n}{365}\right) \quad \text{Ecuación 86}$$

El factor 23.45° es el ángulo de inclinación de la Tierra.

G_{0n} - Constante Solar cuyo valor es $G_{0n} = 1367 \frac{W}{m^2}$, que es la potencia recibida en forma de radiación solar en la parte externa de la atmósfera, en un plano perpendicular a los rayos del sol.

ω - Ángulo horario:

$$\omega = (hora_{solar} - 12) \cdot \frac{360}{24} \quad \text{Ecuación 87}$$

El cálculo de la hora solar se explicará más adelante.

La irradiación diaria total sobre un plano horizontal quedaría:



$$H_0 = \int_{-\omega_s(\delta(n),\phi)}^{\omega_s(\delta(n),\phi)} G_0(n,\phi,\omega) \frac{1hr}{15^\circ} d\omega =$$

$$= \frac{24 \cdot 3600}{\pi} G_{0n} \cdot \left(1 + 0.033 \cos\left(360^\circ \frac{n}{365}\right) \right) \cdot \left((\cos(\phi)) \cos(\delta) \cdot \sin(\omega_s) + \frac{\pi \cdot \omega_s}{180} \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) \right)$$

Ecuación 88

A partir de la irradiación diaria total registrada H y la extraterrestre calculada H_0 se puede definir el índice de claridad k_T :

$$k_T = \frac{H}{H_0}$$

Ecuación 89

Conocido éste ya se pueden determinar las componentes difusa y directa de la radiación como sigue:

- Componente difusa:

Para ángulos de salida del sol ω_s menor o igual que 81.4° :

$$\left(\frac{H_{dif}}{H} \right)_{\omega_s \leq 81.4^\circ} = \begin{cases} 1.0 - 0.2727k_T + 2.4495k_T^2 - 11.9514k_T^3 + 9.3879k_T^4 & si\ k_T < 0.715 \\ 0.143 & si\ k_T \geq 0.715 \end{cases}$$

Ecuación 90

Si el ángulo de salida del sol ω_s es mayor que 81.4° :

$$\left(\frac{H_{dif}}{H} \right)_{\omega_s > 81.4^\circ} = \begin{cases} 1.0 + 0.2832k_T - 2.5557k_T^2 + 0.8448k_T^3 & si\ k_T < 0.722 \\ 0.143 & si\ k_T \geq 0.722 \end{cases}$$

Ecuación 91

- Componente directa:

Despejando de la ecuación 82 se obtiene:

$$H_D = H - H_{dif}$$

Ecuación 92

Conocida la irradiación total diaria H se puede calcular la potencia I que incide sobre el plano horizontal para una hora determinada. Para ello primero hay que calcular la hora solar exacta como sigue a continuación:

$$hora_{solar} = h_{local} + \left(\frac{24}{360} (L_{std} - L_o) + E_n \right)$$

Ecuación 93

Donde:

L_{std} es la longitud del meridiano de referencia horaria del lugar, y se calcula multiplicando el número de horas de diferencia horaria con Greenwich dif_h por 15° que es la separación de los meridianos:

$$L_{std} = 15^\circ \cdot dif_h$$

Ecuación 94

L_o es la longitud del lugar, y es dato de entrada al modelo.

E_n es la excentricidad de la tierra. Se puede calcular dicha excentricidad en horas mediante la siguiente expresión:



$$E_n = \frac{229.2}{60} \left(0.000075 + 0.001868 \cos \left(\frac{360}{365} (n-1) \right) - 0.032077 \cdot \text{sen} \left(\frac{360}{365} (n-1) \right) - \right. \\ \left. - 0.014615 \cos \left(\frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n-1) \right) - 0.04089 \cdot \text{sen} \left(\frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n-1) \right) \right) \quad \text{Ecuación 95}$$

Notar que la expresión de la hora solar es válida tal y como aquí se presenta para el caso de Nicaragua. En el caso de España hay que incluir la hora de adelanto que se estableció con respecto a la que le corresponde, además del cambio de hora que tiene lugar entre los meses de mayo y junio, en la que se adelanta una hora más. Quedando:

$$hora_{solar} = \begin{cases} h_{local} + \left(\frac{24}{360} (L_{std} - L_o) + E_n \right) - 1hr - 1hr & \text{si } 85 < n < 302 \\ h_{local} + \left(\frac{24}{360} (L_{std} - L_o) + E_n \right) - 1hr & \text{si } n \leq 85 \quad \text{ó } n \geq 302 \end{cases} \quad \text{Ecuación 96}$$

De la hora solar se obtiene el ángulo solar ω

$$\omega = (hora_{solar} - 12) \cdot \frac{360}{24} \quad \text{Ecuación 97}$$

Ya se puede calcular el coeficiente r_t para obtener la potencia a partir de la irradiación diaria:

$$r_t = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{3600 \cdot 24} (x + y \cdot \cos(\omega)) \cdot \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\text{sen}(\omega_s) - \frac{\pi \cdot \omega_s}{180} \cos(\omega_s)} \quad \text{Ecuación 98}$$

$$I = r_t \cdot H \quad \text{Ecuación 99}$$

Donde:

$$x = 0.409 + 0.5016 \cdot \text{sen}(\omega_s - 60) \quad \text{Ecuación 100}$$

$$y = 0.6609 - 0.4767 \cdot \text{sen}(\omega_s - 60)$$

Para obtener la componente difusa de la potencia se utiliza el coeficiente r_{dif} :

$$r_{dif} = \frac{\pi}{3600 \cdot 24} \left(\frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\text{sen}(\omega_s) - \frac{\pi \cdot \omega_s}{180} \cos(\omega_s)} \right) \quad \text{Ecuación 101}$$

$$I_{dif} = r_{dif} \cdot H_{dif} \quad \text{Ecuación 102}$$

Y despejando la componente directa:

$$I_D = I - I_{dif} \quad \text{Ecuación 103}$$

Para estimar la radiación que llega al colector consideramos un modelo isotrópico bidimensional (Liu y Jordan, 1963) para la radiación difusa, asumiendo que las superficies reflectantes son difusas y no especulares. La radiación total sobre una superficie que presenta un ángulo α con la horizontal viene dada por (Sukhatme 1984):

$$I_T = I_D R_b + I_{dif} \left(\frac{1 + \cos(\alpha)}{2} \right) + I \cdot r_g \left(\frac{1 - \cos(\alpha)}{2} \right) \quad \text{Ecuación 104}$$

Donde:

I_D, I_{dif}, I son radiación directa, difusa y total recogida respectivamente anteriormente calculadas.



R_b es el coeficiente de radiación directa para una superficie con un ángulo α respecto a la horizontal para el hemisferio norte. Viene dada por:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \alpha) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi - \alpha) \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)} \quad \text{Ecuación 105}$$

r_g es el factor de reflectancia de los alrededores. Está en un rango de entre 0.2 y 0.7, dándose este último en caso de nieve limpia. Empleamos un valor común de 0.25: $r_g = 0.25$

Se va a evaluar ahora la transmitancia del cristal τ , incluida también en el primer término del balance energético, esto es, radiación que alcanza al colector, pues la radiación no llega directa a la placa, si no que atraviesa el cristal, viéndose afectada por la transmitancia de éste. Existen también tres componentes, directa, difusa y reflejada; de manera que la radiación total que llega al colector, incluyendo la transmitancia del cristal en la expresión de la radiación total sobre el colector se tiene:

$$\tau \cdot I_T = \tau_D \cdot I_D \cdot R_b + \tau_{dif} \cdot I_{dif} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\alpha)}{2} \right) + \tau_{ref} \cdot I \cdot r_g \left(\frac{1 - \cos(\alpha)}{2} \right) \quad \text{Ecuación 106}$$

Se calcula en primer lugar la componente directa τ_D , que se puede expresar como el producto de dos factores:

$$\tau_D = \tau_{abs D} \cdot \tau_{ref D} \quad \text{Ecuación 107}$$

Donde $\tau_{abs D}$ representa la radiación transmitida frente a la incidente teniendo en cuenta solo pérdidas de absorción, y $\tau_{ref D}$ la radiación transmitida frente a la incidente sin polarizar teniendo en cuenta sólo pérdidas por reflexión.

Se calculan como sigue:

$$\tau_{abs D} = e^{\left(\frac{\kappa \cdot e_g}{\cos(\theta_2)} \right)} \quad \text{Ecuación 108}$$

Siendo:

κ - Coeficiente de extinción del cristal, que toma valores entre $4m^{-1}$ para cristal transparente de alta nitidez, hasta $32m^{-1}$ para cristales verdosos poco nítidos.

e_g - Espesor del cristal

θ_2 - Ángulo de refracción del cristal. Se obtiene a partir de la Ley de Snell:

$$\frac{\eta_{air}}{\eta_{cristal}} = \frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2} \quad \text{Ecuación 109}$$

Donde η_{air} y $\eta_{cristal}$ son los índices de refracción del aire y del cristal respectivamente, y θ_1 el ángulo de incidencia de la radiación directa:

$$\theta_1 = \arccos(\sin(\phi - \alpha) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi - \alpha) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) \quad \text{Ecuación 110}$$

Se procede ahora al cálculo de $\tau_{ref D}$:

$$\tau_{ref D} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right) \quad \text{Ecuación 111}$$

Donde r_{\parallel} y r_{\perp} representan las componentes paralela y perpendicular de la radiación no polarizada. Vienen dadas por:



$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad \text{Ecuación 112}$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad \text{Ecuación 113}$$

Entrando en la ecuación 107 se obtiene la componente directa τ_D para luego calcular las componentes difusa τ_{dif} y reflejada τ_{ref} . Los pasos a seguir son los mismos para las ecuaciones 108 a 113, pero en la ecuación 110 se sustituye el ángulo de incidencia θ_1 por θ_{dif} y θ_{ref} para cada caso (Sakonidou y

Karapantsios 2007) Se calculan como sigue:

$$\theta_{dif} = 59.7 - 0.1388 \cdot \alpha + 0.001497 \cdot \alpha^2 \quad \text{Ecuación 114}$$

$$\theta_{ref} = 90 - 0.5788 \cdot \alpha + 0.002693 \cdot \alpha^2 \quad \text{Ecuación 115}$$

Entrando ahora en la ecuación 106 se obtiene la radiación que llega al colector tras atravesar el cristal, que se incluye en el balance energético que sigue.

Como existen algunos cambios en el balance y en el sistema de ecuaciones para las configuraciones de uno o dos canales, se van a estudiar por separado.

6.5.2 BALANCE ENERGÉTICO. COLECTOR DE UN SOLO CANAL

6.5.2.1 Balance en la placa:

Para entender mejor el balance sobre la placa se va a mostrar en un esquema cómo se distribuye el flujo de calor: Se denomina q' al calor en forma de potencia, y q'' a la potencia por unidad de área.

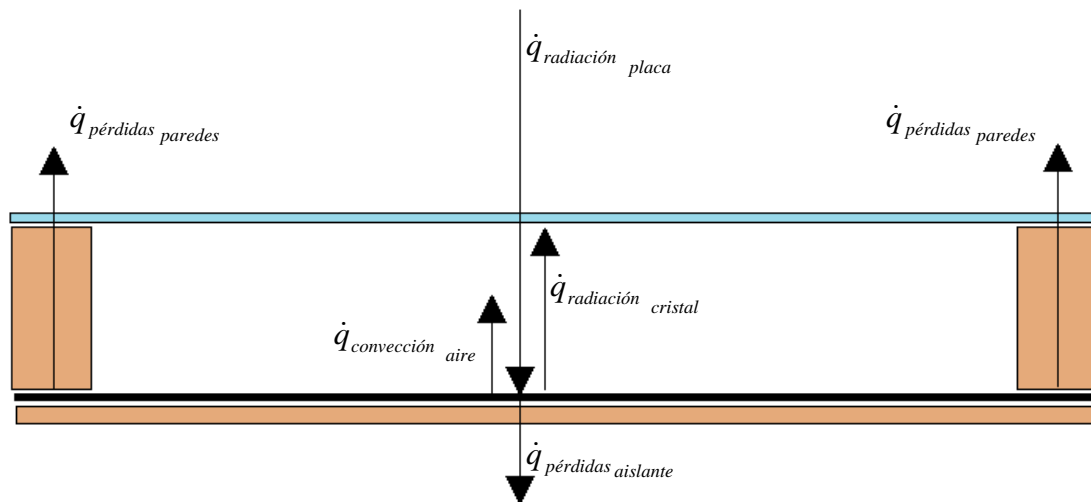


Figura 47: Esquema del flujo de calor en la placa. Elaboración propia

Se tiene el siguiente balance energético:

$$q'_{radiación\ placa} = q'_{convección\ aire} + \sum q'_{pérdidas} \quad \text{Ecuación 116}$$

$$q'_{radiación\ placa} = q'_{convección\ aire} + q'_{radiación\ cristal} + q'_{pérdidas\ aislante} + q'_{pérdidas\ paredes} \quad \text{Ecuación 117}$$



El término de la izquierda se refiere al calor que recibe la placa por radiación solar, y, como se explicó anteriormente, incluye las componentes directa, difusa y reflejada de la radiación, que se explicaron en la introducción teórica; la absorbancia de la placa y la influencia de la transmitancia del cristal, pues el sol no incide directamente sobre la placa.

A la derecha de la igualdad se recogen tanto las pérdidas como el calor transferido a la corriente de aire por convección. En cuanto a las pérdidas se distinguen las pérdidas a través de las paredes, a través del aislante y el calor cedido por radiación al cristal.

Término a término:

Calor recibido por la placa por radiación:

$$q'_{\text{radiación placa}} = q''_{\text{radiación placa}} \cdot A_{\text{placa}} = abs \cdot \mathcal{I}_T \cdot A_{bw} \quad \text{Ecuación 118}$$

Siendo:

abs - Absorbancia del material de la placa, $abs = 0.95$ para el caso del acero pintado de negro.

\mathcal{I}_T - Potencia por unidad de área que llega al colector tras pasar por el cristal, y que incluye las componentes difusa, directa y reflejada. (Ecuación 106)

A_{bw} - Área de la placa

Calor transferido de la placa al aire por convección:

$$q'_{\text{convección aire}} = q''_{\text{convección aire}} \cdot A_{\text{colector}} = h_{bw} \cdot A_{bw} \cdot \Delta T_{LM\ bw} \quad \text{Ecuación 119}$$

Siendo:

h_{bw} - Coeficiente de convección entre la placa y el aire. Ecuación 76

A_{bw} - Área de la placa.

$\Delta T_{LM\ bw}$ - Incremento de temperaturas logarítmico medio en la placa (Ecuación 79)

Calor transferido de la placa al cristal por radiación:

$$q'_{\text{radiación cristal}} = q''_{\text{radiación cristal}} \cdot A_{\text{cristal}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) \cdot A_g \quad \text{Ecuación 120}$$

Siendo :

ε - Emitancia del colector. Para el caso del acero negro $\varepsilon = 0.95$

σ - Constante de Boltzman $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

T_{bw} - Temperatura de la placa, considerada constante (Véase apartado 4.4.2.3)

T_g - Temperatura del cristal, considerada constante (Véase apartado 4.4.2.3)

Pérdidas a través del aislante:

$$q'_{\text{pérdidas aislante}} = q''_{\text{pérdidas aislante}} \cdot A_{\text{placa}} = U_{bw} A_{bw} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \quad \text{Ecuación 121}$$

Siendo:

T_{bw} - Temperatura de la placa

T_{amb} - Temperatura del ambiente

A_{bw} - Área de la placa

U_{bw} - Coeficiente global de transferencia de calor desde la placa hasta el aire exterior a través del aislante:

$$U_{bw} = \frac{1}{R_1 \cdot A_1 + R_2 A_2} = \frac{1}{A_{bw} \cdot (R_1 + R_2)} \quad \text{Ecuación 122}$$

R_1 es la resistencia al paso del calor por parte del aislante, siendo R_2 la del viento, cuyo coeficiente de convección se puede calcular de manera simplificada de la siguiente manera:

$$h_{ext} = 5.7 + 3.4 \cdot \nu \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \quad \text{Ecuación 123}$$

Siendo ν la velocidad del viento.

$$U_{bw} \cdot A_{bw} = \frac{1}{\frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad \text{Ecuación 124}$$

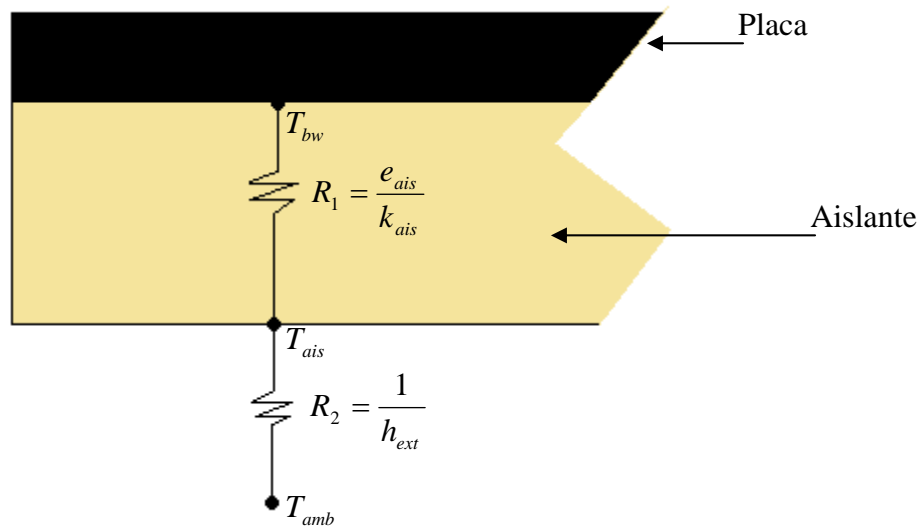


Figura 48: Esquema de la resistencia térmica a las pérdidas por el aislante. Elaboración propia

Pérdidas a través de las paredes:

$$q'_{pérdidas\ paredes} = q''_{pérdidas\ paredes} \cdot A_{pared} = 2 \cdot U_{wv} \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \quad \text{Ecuación 125}$$

Siendo:

T_{bw} - Temperatura de la placa, considerada constante

T_{amb} - Temperatura del ambiente

A_{wv} - Área horizontal de la pared, transversal al flujo mostrado en la figura.

U_{wv} - Coeficiente global de transferencia de calor a través de la pared y el cristal hasta el aire exterior:

$$U_{wv} = \frac{1}{R_1 \cdot A_1 + R_2 A_2 + R_3 A_3} = \frac{1}{A_{wh} \cdot (R_1 + R_2 + R_3)} \quad \text{Ecuación 126}$$

R_1 es la resistencia al paso del calor a través de la pared, siendo R_2 la del cristal y R_3 la del cristal, cuyo coeficiente de convección como antes queda:

$$h_{ext} = 5.7 + 3.4 \cdot \nu \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \text{ siendo } \nu \text{ la velocidad del viento}$$

$$U_{vw} \cdot A_{wh} = \frac{1}{\frac{e_g}{k_g} + \frac{s}{k_w} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

Ecuación 127

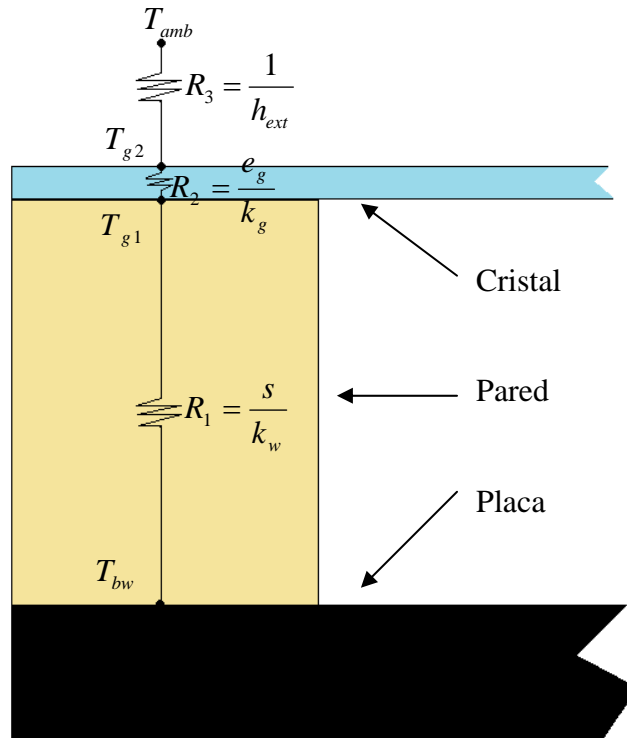


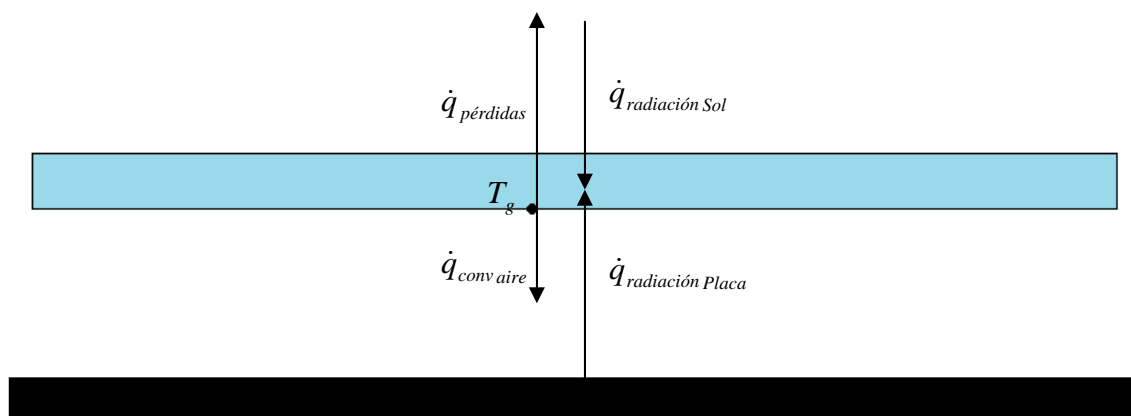
Figura 49: Esquema de la resistencia térmica a las pérdidas de la placa por las paredes y el cristal. Elaboración propia

El balance en la placa quedaría por tanto:

$$abs \cdot \mathcal{I}_T \cdot A_{bw} = U_{bw} \cdot A_{bw} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) + h_{bw} \cdot A_{bw} \cdot \Delta T_{LM\ bw} + \\ + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) \cdot A_{bw} + 2 \cdot U_{vw} \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb})$$

Ecuación 128

6.5.2.2 Balance en el cristal


 Figura 50: Esquema del flujo de calor en el cristal.
 Elaboración propia

Parte de la radiación solar es absorbida por el cristal, así como parte de la radiación que la placa emite. Esto hace que el cristal alcance mayor



temperatura que la corriente de aire, cediéndole calor a éste. También se producen pérdidas al ambiente exterior. El balance queda por tanto:

$$q'_{\text{radiación Sol}} + q'_{\text{radiación Placa}} = q'_{\text{convección aire}} + q'_{\text{pérdidas}} \quad \text{Ecuación 129}$$

Se procede al cálculo de cada término:

Radiación solar que absorbe el cristal:

$$q'_{\text{radiación Sol}} = q''_{\text{radiación Sol}} \cdot A_{\text{cristal}} = a_g \cdot I_T \cdot A_g \quad \text{Ecuación 130}$$

Donde:

A_g - Es el área del cristal

$a_g I_T$ - Expresa la potencia que el cristal absorbe de la radiación solar. De la ecuación 104, separando en sus tres componentes y teniendo ahora en cuenta la absorbancia del cristal:

$$a_g I_T = a_{gD} \cdot I_D \cdot R_b + a_{g\text{dif}} \cdot I_{\text{dif}} \cdot \left(\frac{1 + \cos \alpha}{2} \right) + a_{g\text{ref}} \cdot I_{\text{ref}} \cdot r_g \cdot \left(\frac{1 - \cos \alpha}{2} \right) \quad \text{Ecuación 131}$$

Las componentes de la absorbancia se pueden aproximar a las componentes de la transmitancia del cristal calculados en las ecuaciones 108 a 115 de la siguiente manera:

$$a_{gD} = 1 - \tau_{\text{absD}} \quad \text{Ecuación 132}$$

$$a_{g\text{dif}} = 1 - \tau_{\text{absdif}} \quad \text{Ecuación 133}$$

$$a_{g\text{ref}} = 1 - \tau_{\text{absref}} \quad \text{Ecuación 134}$$

Radiación de la placa al cristal:

$$q'_{\text{radiación Placa}} = q''_{\text{radiación Placa}} \cdot A_{\text{cristal}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_g (T_{bw}^4 - T_g^4) \quad \text{Ecuación 135}$$

Este término está incluido en el balance de la placa. Véase ecuación 120

Calor transferido a la corriente de aire por convección:

$$q'_{\text{conv aire}} = q''_{\text{conv aire}} \cdot A_{\text{cristal}} = h_g \cdot A_g \cdot \Delta T_{LMg} \quad \text{Ecuación 136}$$

Siendo:

h_g - Coeficiente de convección entre el cristal y el aire (Ecuación 79)

A_g - Área del cristal.

ΔT_{LMg} - Incremento de temperaturas logarítmico medio

Pérdidas a través del cristal:

$$q'_{\text{pérdidas Cristal}} = q''_{\text{pérdidas Cristal}} \cdot A_{\text{Cristal}} = U_g \cdot A_g \cdot (T_g - T_{\text{amb}}) \quad \text{Ecuación 137}$$

Siendo:

T_g - Temperatura del cristal, considerada constante

T_{amb} - Temperatura del ambiente

A_g - Área del cristal

U_g - Coeficiente global de transferencia de calor a través del cristal:

$$U_g = \frac{1}{R_1 \cdot A_1 + R_2 \cdot A_2} = \frac{1}{A_g \cdot (R_1 + R_2)} \quad \text{Ecuación 138}$$

R_1 es la resistencia al paso del calor por parte del cristal, siendo R_2 la del viento, cuyo coeficiente de convección h_{ext} se calcula en la ecuación 123

$$U_g \cdot A_g = \frac{1}{\frac{e_g}{k_g} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

Ecuación 139

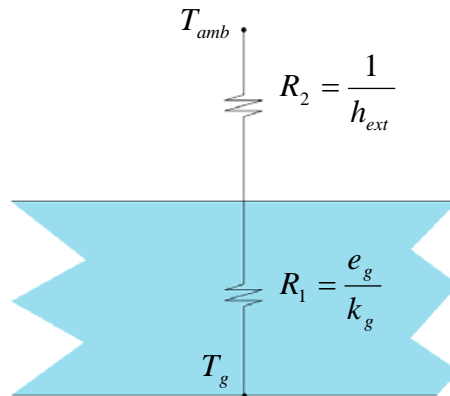


Figura 51: Esquema de la resistencia térmica a las pérdidas por el cristal. Elaboración propia

El balance en el cristal quedaría:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) + a_g I_T = h_g \cdot \Delta T_{LM_g} + U_g \cdot (T_g - T_{amb})$$

Ecuación 140

6.5.2.3 Balance energético en la corriente de aire

Como se explicó anteriormente la corriente se caracteriza por dos capas límite. Se tiene en cuenta sólo las capas límites dinámicas ya que consideramos el campo de temperaturas constante en toda la sección transversal de la corriente.

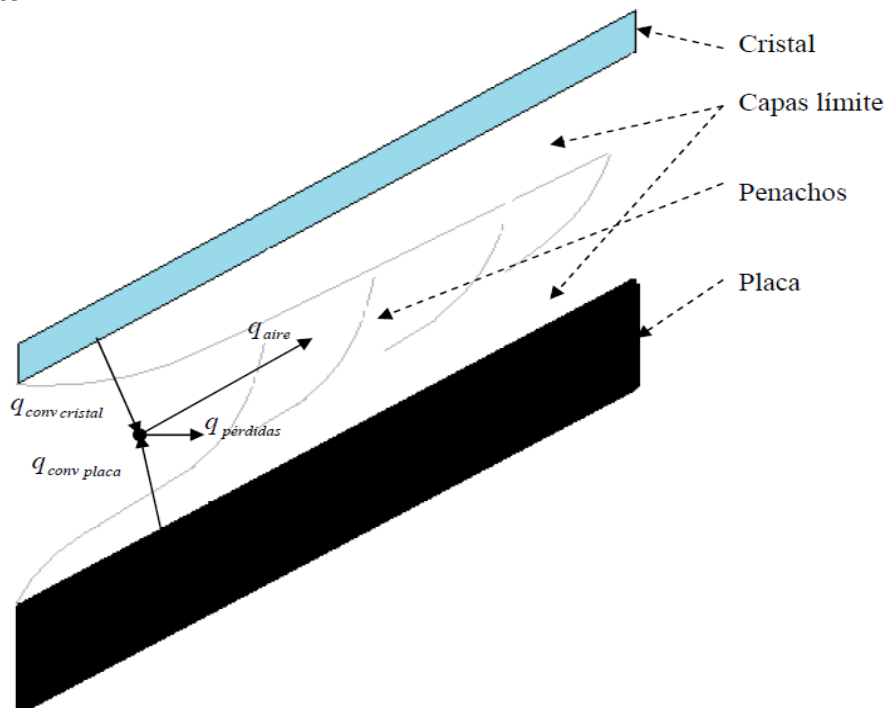


Figura 52: Esquema del flujo de calor en la corriente de aire. Elaboración propia



El balance de energía es el siguiente:

$$q'_{aire} = q'_{conv\ cristal} + q'_{conv\ placa} - \sum q'_{pérdidas} \quad \text{Ecuación 141}$$

Donde:

Calor que cede el cristal a la corriente por convección:

$$q'_{conv\ cristal} = q''_{conv\ cristal} A_{cristal} = h_g \cdot A_g \cdot \Delta T_{LM\ g} \quad \text{Ecuación 142}$$

Es igual en magnitud que en el balance en el cristal. (Ecuación 136)

Calor que cede la placa a la corriente por convección:

$$q'_{conv\ placa} = q''_{conv\ placa} A_{placa} = h_{bw} \cdot A_{bw} \cdot \Delta T_{LM\ bw} \quad \text{Ecuación 143}$$

Es igual en magnitud que en el balance en la placa. (Ecuación 119)

Pérdidas:

$$q'_{pérdidas} = q''_{pérdidas} A_{pared} = U_{wh} \cdot 2 \cdot A_{wh} \cdot \Delta T_{LM\ w} \quad \text{Ecuación 144}$$

Donde:

$\Delta T_{LM\ w}$ - Incremento logarítmico medio.

A_{wv} - Área transversal de la pared. En la fórmula se multiplica por 2 teniendo en cuenta las dos paredes.

U_{wh} - Coeficiente global de transferencia de calor a través de las paredes:

$$U_{wh} = \frac{1}{R_1 \cdot A_1 + R_2 A_2} = \frac{1}{A_{wv} \cdot (R_1 + R_2)} \quad \text{Ecuación 145}$$

R_1 es la resistencia al paso del calor por parte de la pared de madera, siendo

R_2 la del viento, cuyo coeficiente de convección h_{ext} se calcula como se

muestra en la ecuación 123. Se considera que la temperatura de la pared interior de la pared de madera es la misma que la temperatura del aire dentro del canal. Se obtiene:

$$U_{wh} \cdot A_{wv} = \frac{1}{\frac{e_w}{k_w} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad \text{Ecuación 146}$$

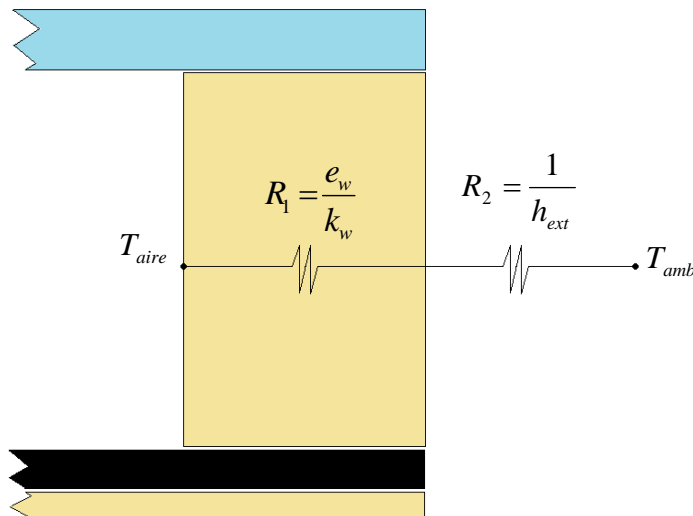


Figura 53: Esquema de la resistencia térmica a las pérdidas por las paredes. Elaboración propia



Calor que absorbe la corriente de aire:

$$q'_{aire} = C_{p_{air}} \cdot \dot{m} \cdot \Delta T \quad \text{Ecuación 147}$$

Siendo:

$C_{p_{air}}$ - Calor específico del aire

ΔT - Diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida, consideradas constantes en toda la sección transversal del canal.

$$\Delta T = T_{out} - T_0 \quad \text{Ecuación 148}$$

\dot{m} - Caudal másico:

$$\dot{m} = \rho_{air} \cdot u \cdot A \quad \text{Ecuación 149}$$

El cálculo del caudal másico quedaría:

$$\dot{m} = \rho_{air} \cdot (u_{bw} \cdot \delta_{bw} + u_g \cdot \delta_g) \cdot W \quad \text{Ecuación 150}$$

Donde u_{bw} y u_g son las velocidades medias de las capas límite dinámicas de la placa y el cristal respectivamente calculadas en las ecuaciones 80 y 81, W es el ancho del canal y δ_{bw} y δ_g los grosores de capa límite calculados como sigue:

$$\delta_g = 4.92 \cdot L \cdot Re^{-\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 151}$$

6.5.2.4 Rendimiento del colector

Una vez calculados todos los parámetros de la corriente y conocida la radiación sobre el colector se calcula el rendimiento de éste como el calor que gana la corriente de aire frente a la radiación recogida:

$$\eta = \frac{q'_{aire}}{I_T \cdot A_{bw}} \quad \text{Ecuación 152}$$

Donde q'_{aire} viene dado en la ecuación 141 y I_T es la radiación total disponible, ecuación 104, y A_{bw} el área de la placa

6.5.3 SISTEMA DE ECUACIONES. COLECTOR DE UN CANAL

El algoritmo en MathCad resuelve un sistema de nueve ecuaciones con nueve incógnitas para el caso del colector de un solo canal.

Todos y cada uno de los términos que a continuación se presentan han sido explicados a lo largo del desarrollo del punto 6.5 de tal manera que a continuación sólo se exponen las ecuaciones tal y como se introducen en MathCad.

Básicamente, el sistema se compone de las ecuaciones correspondientes al balance energético, los coeficientes de convección, las velocidades de las capas límite y el espesor de la capa límite, incluyendo para este caso tan solo la capa límite que va adherida al cristal, pues la de la placa tiene un comportamiento tridimensional, difícil de predecir, como ya se explico anteriormente.



Las incógnitas son: Temperatura del aire T_{air} , temperatura de la placa T_{bw} , temperatura del cristal T_g , coeficientes de convección entre la placa y la corriente h_{bw} y entre el cristal y la corriente h_g , velocidad de la corriente en las dos capas límite (la del cristal u_g y la de la placa u_{bw}) y el espesor de la capa límite que va adherida al cristal δ_g y a la placa δ_{bw}

Las ecuaciones son:

1: Balance energético en la placa:

$$abs \cdot \mathcal{I}_T \cdot A_{bw} = U_{bw} \cdot A_{bw} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) + h_{bw} \cdot A_{bw} \left(\frac{(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_{bw} - T_0}{T_{bw} - T_{out}} \right)} \right) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) A_{bw} + 2 \cdot U_{wh} \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb})$$

Ecuación 153

2: Balance energético en el cristal:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) + a_g \cdot I_T = h_g \cdot \left(\frac{(T_g - T_0) - (T_g - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_g - T_0}{T_g - T_{out}} \right)} \right) + U_g \cdot (T_g - T_{amb})$$

Ecuación 154

3: Balance energético en la corriente de aire

$$h_{bw} \cdot A_{bw} \left(\frac{(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_{bw} - T_0}{T_{bw} - T_{out}} \right)} \right) + h_g \cdot A_g \cdot \left(\frac{(T_g - T_0) - (T_g - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_g - T_0}{T_g - T_{out}} \right)} \right) =$$

$$= C_{p_{air}} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{bw} \cdot \delta_{bw} + u_g \cdot \delta_g) \cdot W \cdot (T_{out} - T_0) +$$

$$+ 2 \cdot U_{wh} \cdot A_{wh} \cdot \left(\frac{(T_{amb} - T_0) - (T_{amb} - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_{amb} - T_0}{T_{amb} - T_{out}} \right)} \right)$$

Ecuación 155

4: Velocidad de la corriente en la placa:

$$u_{bw} = \left(g \cdot \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \frac{(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})}{\ln \left(\frac{T_{bw} - T_0}{T_{bw} - T_{out}} \right)} \right)^{1/2}$$

Ecuación 156

5: Velocidad de la corriente en el cristal:



$$u_g = \left(\frac{g \cdot \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \frac{(T_g - T_0) - (T_g - T_{out})}{\ln\left(\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out})}\right)}}{1} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 157

6: Coeficiente de convección entre el cristal y el aire:

$$h_g = \frac{k_{air}}{s} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_g - T_{amb}) s^3 \frac{Pr}{v_{air}^2} \frac{s}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 158

7: Coeficiente de convección entre la placa y el aire:

$$h_{bw} = \frac{k_{air}}{s} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_{bw} - T_{amb}) s^3 \frac{Pr}{v_{air}^2} \frac{s}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 159

8: Espesor de la capa límite en el cristal:

$$\delta_g = L \cdot 4.92 \cdot \left(\frac{L \cdot u_g}{v_{air}} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

Ecuación 160

9: Espesor de la capa límite en la placa:

$$\delta_{bw} = L \cdot 4.92 \cdot \left(\frac{L \cdot u_{bw}}{v_{air}} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

Ecuación 161

6.5.4 BALANCE ENERGÉTICO. COLECTOR DE DOS CANALES

El fundamento es igual en ambas configuraciones. El cálculo de la potencia que llega al colector es el mismo, pero hay que distinguir algunos cambios en el balance energético y en el sistema de ecuaciones. Para las ecuaciones a continuación mostradas, el subíndice 1 corresponde al canal de arriba y el subíndice 2 al canal de abajo.

Todos los términos a continuación expuestos han sido desarrollados y explicados en el apartado 6.5.2 salvo que se especifique lo contrario.

6.5.4.1 Balance energético en la placa

$$q'_{radiación\ placa} = q'_{conv.\ aire\ arriba} + q'_{conv.\ aire\ abajo} + q'_{radiación\ cristal} + q'_{pérdidas\ paredes}$$

Ecuación 162

Siendo:

$$q'_{radiación\ placa} = q''_{radiación\ placa} \cdot A_{placa} = abs \cdot \tau \cdot T \cdot A_{bw}$$

Ecuación 163

$$q'_{convección\ aire} = q''_{conv\ aire\ arriba} \cdot A_{colector} = h_{bw1} \cdot A_{bw} \cdot \Delta T_{LM\ bw1}$$

Ecuación 164

$$q'_{convección\ aire} = q''_{conv\ aire\ abajo} \cdot A_{colector} = h_{bw2} \cdot A_{bw} \cdot \Delta T_{LM\ bw2}$$

Ecuación 165

$$q'_{radiación\ cristal} = q''_{radiación\ cristal} \cdot A_{cristal} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) \cdot A_g$$

Ecuación 166

$$q'_{pérdidas\ paredes} = q''_{pérdidas\ paredes} \cdot A_{pared} = 2 \cdot U_{wv1} \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb})$$

Ecuación 167



6.5.4.2 Balance energético en el cristal

$$q'_{\text{radiación Sol}} + q'_{\text{radiación Placa}} = q'_{\text{convección aire}} + q'_{\text{pérdidas}} \quad \text{Ecuación 168}$$

Siendo:

$$q'_{\text{radiación Sol}} = q''_{\text{radiación Sol}} \cdot A_{\text{cristal}} = a_g \cdot I_T \cdot A_g \quad \text{Ecuación 169}$$

$$q'_{\text{radiación Placa}} = q''_{\text{radiación Placa}} \cdot A_{\text{placa}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_g (T_{bw}^4 - T_g^4) \quad \text{Ecuación 170}$$

$$q'_{\text{pérdidas Cristal}} = q''_{\text{pérdidas Cristal}} \cdot A_{\text{Cristal}} = U_g \cdot A_g \cdot (T_g - T_{amb}) \quad \text{Ecuación 171}$$

$$q'_{\text{conv aire}} = q''_{\text{conv aire}} \cdot A_{\text{cristal}} = h_g \cdot A_g \cdot \Delta T_{LM g} \quad \text{Ecuación 172}$$

Donde:

$$\Delta T_{LM g} = \frac{(T_g - T_0) - (T_g - T_{out1})}{\ln \left(\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out1})} \right)} \quad \text{Ecuación 173}$$

$$h_g = \frac{k_{air}}{s_1} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_g - T_{amb}) s_1^3 \frac{Pr}{v_{air}^2} \frac{s_1}{L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 174}$$

6.5.4.3 Balance energético en la corriente de aire

CANAL DE ARRIBA:

$$q'_{\text{aire1}} = q'_{\text{conv cristal1}} + q'_{\text{conv placa1}} - \sum q'_{\text{pérdidas1}} \quad \text{Ecuación 175}$$

Siendo:

$$q'_{\text{conv cristal}} = q''_{\text{conv cristal}} \cdot A_{\text{cristal}} = h_g \cdot A_g \cdot (\Delta T_{LM g}) \quad \text{Ecuación 176}$$

$$q'_{\text{conv placa}} = q''_{\text{conv placa}} \cdot A_{\text{placa}} = h_{bw1} \cdot A_{bw} \cdot (\Delta T_{LM bw1}) \quad \text{Ecuación 177}$$

$$q'_{\text{pérdidas}} = q''_{\text{pérdidas pared}} \cdot A_{\text{pared}} = U_{wh1} \cdot 2 \cdot A_{wh} \cdot (\Delta T_{LM amb1}) \quad \text{Ecuación 178}$$

$$q'_{\text{aire}} = C_{p \text{ air}} \rho_{\text{air}} (u_{bw} 1 \delta_{bw1} + u_g \delta_g) W (T_{out1} - T_0) \quad \text{Ecuación 179}$$

Donde:

$$\Delta T_{LM bw1} = \frac{(T_{bw1} - T_0) - (T_{bw1} - T_{out1})}{\ln \left(\frac{(T_{bw1} - T_0)}{(T_{bw1} - T_{out1})} \right)} \quad \text{Ecuación 180}$$

$$\Delta T_{LM amb1} = \frac{(T_{amb} - T_0) - (T_{amb} - T_{out1})}{\ln \left(\frac{(T_{amb} - T_0)}{(T_{amb} - T_{out1})} \right)} \quad \text{Ecuación 181}$$

$$h_{bw} = \frac{k_{air}}{s_1} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_{bw} - T_{amb}) s_1^3 \frac{Pr}{v_{air}^2} \frac{s_1}{L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 182}$$

CANAL DE ABAJO:

$$q'_{\text{aire2}} = q'_{\text{conv cristal2}} + q'_{\text{conv placa2}} - \sum q'_{\text{pérdidas2}} \quad \text{Ecuación 183}$$

Siendo:

$$q'_{\text{conv aislante}} = q''_{\text{conv aislante}} \cdot A_{\text{aislante}} = h_{ais} \cdot A_{ais} \cdot (\Delta T_{LM ais}) \quad \text{Ecuación 184}$$

$$q'_{\text{conv placa}} = q''_{\text{conv placa}} \cdot A_{\text{placa}} = h_{bw2} \cdot A_{bw} \cdot (\Delta T_{LM bw2}) \quad \text{Ecuación 185}$$



$$q'_{pérdidas} = q''_{pérdidas} A_{pared} = U_{wh2} \cdot 2 \cdot A_{wh} \cdot (\Delta T_{LM\ amb2})$$

Ecuación 186

$$q'_{aire} = C p_{air} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{bw2} \cdot \delta_{bw2} + u_{ais} \cdot \delta_{ais}) \cdot W \cdot (T_{out2} - T_0)$$

Ecuación 187

Donde:

$$h_{bw2} = \frac{k_{air}}{s_2} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_{bw} - T_{amb}) s_2^3 \frac{Pr}{\nu_{air}^2} \frac{s_2}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 188

6.5.4.4 Balance energético en el aislante

El aislante, que hace de pared del canal de abajo, le llega calor en forma de radiación de la placa y en forma de convección de la corriente de aire, y sufre pérdidas en forma de conducción a la superficie exterior y por convección por el viento.

El intercambio de calor con el aire unas veces será positivo y otras negativo, en función especialmente del viento exterior. Se incluye en el sentido del aislante cediendo calor a la corriente. Si fuera al contrario el incremento negativo de temperaturas cambiará el signo de la ecuación.

$$q'_{radiación\ placa} = q'_{conv\ aire} + q'_{pérdidas}$$

Ecuación 189

Siendo:

$$q'_{radiación\ Placa} = q''_{radiación\ Placa} A_{aislante} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{ais} (T_{bw}^4 - T_{ais}^4)$$

Ecuación 190

$$q'_{conv\ aire} = q''_{conv\ aire} \cdot A_{aislante} = h_{ais} \cdot A_{ais} \cdot (\Delta T_{LM\ ais})$$

Ecuación 191

$$q'_{pérdidas\ aislante} = q''_{pérdidas\ aislante} A_{aislante} = U_{ais} \cdot A_{ais} \cdot (T_{ais} - T_{amb})$$

Ecuación 192

Donde:

$$h_{ais} = \frac{k_{air}}{s_2} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_{ais} - T_{amb}) s_2^3 \frac{Pr}{\nu_{air}^2} \frac{s_2}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 193

$$U_{ais} = \frac{1}{R_1 \cdot A_1 + R_2 \cdot A_2} = \frac{1}{A_{ais} \cdot (R_1 + R_2)}$$

Ecuación 194

$$U_{ais} \cdot A_{ais} = \frac{1}{\frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

Ecuación 195

6.5.5 SISTEMA DE ECUACIONES. COLECTOR DE DOS CANALES

El sistema para la nueva configuración consta de 17 ecuaciones con 17 incógnitas, correspondientes al balance energético, coeficientes de convección, velocidad de la corriente y espesor de las capas límites que fluyen por debajo de los cuerpos calientes. Nuevamente las que fluyen por encima se considera que ocupan el total del espesor del canal por su complejidad y configuración tridimensional.

Las incógnitas son: Temperatura del aire a la salida en el canal de arriba T_{out1} y de abajo T_{out2} , temperatura de la placa T_{bw} , temperatura del cristal T_g ,



temperatura del aislante T_{ais} , coeficientes de convección entre la placa y la corriente en el canal de arriba h_{bw1} y en el de abajo h_{bw2} ; entre el cristal y la corriente arriba h_g y entre el aislante y la corriente de abajo h_{ais} ; velocidad de la corriente en las capas límite: la del cristal u_g , la de la placa por arriba u_{bw1} , por abajo u_{bw2} y la del aislante u_{ais} ; y espesores de capa límite en el cristal, placa por arriba y abajo y aislante respectivamente: $\delta_g, \delta_{bw1}, \delta_{bw2}, \delta_{ais}$

Las ecuaciones son:

1: Balance energético en la placa:

$$\begin{aligned} abs \cdot d_T \cdot A_{bw} = & U_{bw} \cdot A_{bw} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) + h_{bw1} \cdot A_{bw} (\Delta T_{LM\ bw1}) + \\ & + h_{bw1} \cdot A_{bw} (\Delta T_{LM\ bw2}) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) A_{bw} + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_{ais}^4) A_{bw} + \\ & + 2 \cdot U_{wv1} \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) + 2 \cdot U_{wv2} \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \end{aligned} \quad \text{Ecuación 196}$$

2: Balance energético en el cristal:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) + a_g \cdot I_T = h_g \cdot (\Delta T_{LM\ g}) + U_g \cdot (T_g - T_{amb}) \quad \text{Ecuación 197}$$

3: Balance energético en el aislante:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_{ais}^4) = h_{ais} (\Delta T_{LM\ ais}) + U_{ais} (T_{ais} - T_{amb}) \quad \text{Ecuación 198}$$

4: Balance energético en la corriente de aire en el canal de arriba:

$$\begin{aligned} h_{bw1} \cdot A_{bw} (\Delta T_{LM\ bw1}) + h_g \cdot A_g \cdot (\Delta T_{LM\ g}) = \\ = C p_{air} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{bw1} \cdot \delta_{bw1} + u_g \cdot \delta_g) \cdot W \cdot (T_{out1} - T_0) + 2 \cdot U_{wh} \cdot A_{wv1} (\Delta T_{LM\ amb1}) \end{aligned} \quad \text{Ecuación 199}$$

5: Balance energético en la corriente de aire en el canal de abajo:

$$\begin{aligned} h_{bw2} \cdot A_{bw} (\Delta T_{LM\ bw2}) + h_{ais} \cdot A_{ais} \cdot (\Delta T_{LM\ ais}) = \\ = C p_{air} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{ais} \cdot \delta_{ais} + u_{bw2} \cdot \delta_{bw2}) \cdot W \cdot (T_{out2} - T_0) + 2 \cdot U_{wh} \cdot A_{wv} (\Delta T_{LM\ amb2}) \end{aligned} \quad \text{Ecuación 200}$$

6: Velocidad de la corriente en la placa en el canal de arriba:

$$u_{bw1} = (g \cdot \sin(\alpha) \cdot L_c \cdot \beta \cdot (\Delta T_{LM\ bw1}))^{1/2} \quad \text{Ecuación 201}$$

7: Velocidad de la corriente en la placa en el canal de abajo:

$$u_{bw2} = (g \cdot \sin(\alpha) \cdot L_c \cdot \beta \cdot (\Delta T_{LM\ bw2}))^{1/2} \quad \text{Ecuación 202}$$

8: Velocidad de la corriente en el cristal:

$$u_g = (g \cdot \sin(\alpha) \cdot L_c \cdot \beta \cdot (\Delta T_{LM\ g}))^{1/2} \quad \text{Ecuación 203}$$

9: Velocidad de la corriente en el aislante:

$$u_{ais} = (g \cdot \sin(\alpha) \cdot L_c \cdot \beta \cdot (\Delta T_{LM\ ais}))^{1/2} \quad \text{Ecuación 204}$$

10: Coeficiente de convección entre el cristal y el aire:



$$h_g = \frac{k_{air}}{s_1} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_g - T_{amb}) s_1^3 \frac{Pr}{\nu_{air}^2} \frac{s_1}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 205

11: Coeficiente de convección entre la placa y el aire en el canal de arriba:

$$h_{bw1} = \frac{k_{air}}{s_1} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_{bw} - T_{amb}) s_1^3 \frac{Pr}{\nu_{air}^2} \frac{s_1}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 206

12: Coeficiente de convección entre la placa y el aire en el canal de abajo:

$$h_{bw2} = \frac{k_{air}}{s_2} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_{bw} - T_{amb}) s_2^3 \frac{Pr}{\nu_{air}^2} \frac{s_2}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 207

13: Coeficiente de convección entre el aislante y el aire:

$$h_{ais} = \frac{k_{air}}{s_2} \cdot 0.645 \cdot \left(g \cdot \sin(\alpha) \beta (T_{ais} - T_{amb}) s_2^3 \frac{Pr}{\nu_{air}^2} \frac{s_2}{L} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Ecuación 208

14: Espesor de la capa límite en el cristal:

$$\delta_g = L \cdot 4.92 \cdot \left(\frac{L \cdot u_g}{\nu_{air}} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

Ecuación 209

15: Espesor de la capa límite por encima de la placa:

$$\delta_{bw1} = L \cdot 4.92 \cdot \left(\frac{L \cdot u_{bw1}}{\nu_{air}} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

Ecuación 210

16: Espesor de la capa límite por debajo de la placa:

$$\delta_{bw2} = L \cdot 4.92 \cdot \left(\frac{L \cdot u_{bw2}}{\nu_{air}} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

Ecuación 211

17: Espesor de la capa límite en el aislante

$$\delta_{ais} = L \cdot 4.92 \cdot \left(\frac{L \cdot u_{ais}}{\nu_{air}} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

Ecuación 212

6.5.6 CÁLCULO DE LA HUMEDAD RELATIVA DE LA CORRIENTE

A partir del valor de la humedad relativa del aire a la entrada del colector, que es uno de los datos de entrada al modelo y es proporcionado por la Universidad, como se mencionó antes, y conocida la temperatura de la corriente a la salida del colector, que es un dato de salida del modelo, es posible determinar la humedad relativa de la corriente a la salida del colector. Para ello se hará uso de la de Clausius Clapeyron que se expuso en la introducción teórica, apartado



2.3. Introduciendo la temperatura a la salida del colector $T = T_{out}$ se despeja la presión de saturación P_s :

$$P_s(T) = P_s(T_{ref}) \cdot \exp\left(-\frac{h_v M_v}{R_v} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{ref}}\right)\right) \quad \text{Ecuación 213}$$

Siendo T_{ref} la temperatura de referencia $T_{ref} = 298K$, h_v la entalpía de cambio de fase, R_v la constante de los gases para el vapor, M_v la masa molar de vapor:

$\frac{h_v M_v}{R_v} = 5300K$. La presión de saturación para la temperatura de referencia

tendrá un valor de $P_s(T_{ref}) = 3.17kPa$. Haciendo ahora uso de la relación de humedad o humedad absoluta, también explicada en el apartado 2.3:

$$x_v = \Phi \frac{P_s(T)}{P(T)} \quad \text{Ecuación 214}$$

Donde Φ es la humedad relativa. Como el contenido de cada una de las fases (vapor de agua y aire) no varía a lo largo del recorrido del colector se tendrá:

$$x_{v0} = x_{vout} \Rightarrow \Phi_0 \frac{P_{s0}(T)}{P_0(T)} = \Phi_{out} \frac{P_{sout}(T)}{P_{out}(T)} \Rightarrow \Phi_{out} = \Phi_0 \frac{P_{s0}(T)}{P_{sout}(T)} \quad \text{Ecuación 215}$$

Esto es importante porque con este dato y haciendo uso del diagrama psicrométrico mostrado en la introducción teórica, se podrá determinar la cantidad de agua que el aire puede aceptar al entrar al colector. Para ello, se va a suponer a modo de ejemplo que el aire sale del colector con una temperatura de bulbo seco de $40^\circ C$ y un valor de humedad relativa del 20% (punto verde de la figura) y asumiendo que el aire actúa adiabáticamente en la cámara de secado (lo cual no es del todo cierto, pues ésta recibe radiación solar y sufre pérdidas por las paredes) se tendría: partiendo del punto inicial a $40^\circ C$ y un 20% de humedad relativa (punto verde) se sigue un proceso adiabático (línea azul) hasta alcanzar la saturación del aire. La diferencia entre la relación de humedad inicial (línea roja inferior) y la relación de humedad final (línea roja superior) será la cantidad de vapor de agua que la corriente pueda absorber de la madera.

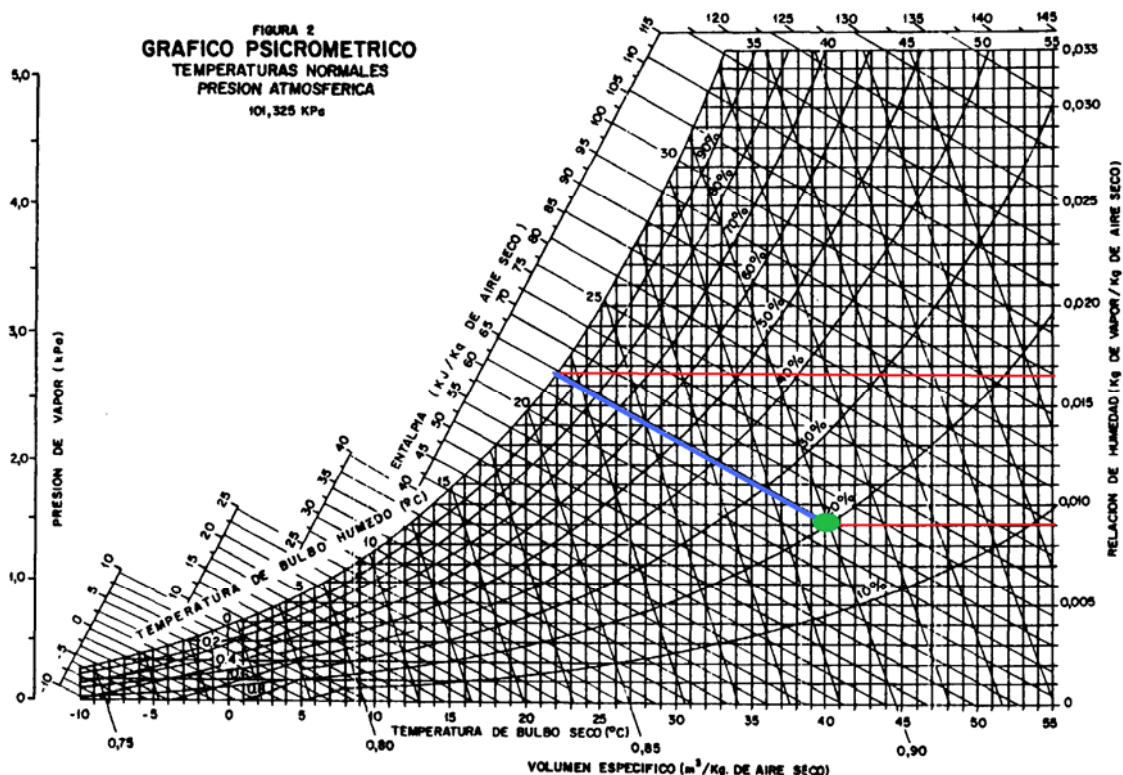


Figura 54: Ejemplo del uso del diagrama psicrométrico para calcular la cantidad de vapor de agua que aceptará la corriente de aire en la cámara de secado.

6.5.7 CÁLCULO DEL RESTO DE LOS PARÁMETROS DE LA CORRIENTE

Además de todo lo expuesto anteriormente, el modelo calcula otros parámetros como los números de Rayleigh y Reynolds para cada una de las capas límites de convección, y los espesores de dichas capas límite, tanto hidrodinámicas como térmicas. A modo de cierre del modelo es muy útil el cálculo de estos parámetros, pues se puede comprobar que las correlaciones escogidas son coherentes. Según la introducción teórica los cálculos se harán según las siguientes expresiones:

Número de Rayleigh en L:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr \quad \text{Ecuación 216}$$

Número de Rayleigh en s:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)s^3}{\nu^2} Pr \quad \text{Ecuación 217}$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad \text{Ecuación 218}$$

Espesor de la capa límite térmica:

$$\delta_t = \frac{L}{0.33 \cdot Re^{1/2} Pr^{1/3}} \quad \text{Ecuación 219}$$

Espesor de la capa límite hidrodinámica:



$$\delta = \frac{L \cdot 4.92}{Re^{1/2}}$$

Ecuación 220

6.6 MUESTRA DEL MODELO

Para ver todo el modelo tal y como se programa en MathCad véanse los Anexos 5 para el colector de un canal en Estelí y 6 para el colector de dos canales en Leganés. A modo de ejemplo se adjunta una fecha en concreto a una determinada hora para ambos casos. En el primer caso se muestra el modelo para el día 11 de enero de 2011, a las 12:00 en Estelí. En el segundo se presenta el modelo para el día 20 de octubre, a las 13:30 en Leganés, correspondiendo ambos casos con el medio día solar. Los resultados que muestra el modelo en ambos casos se muestran aquí, pero serán comentados posteriormente tras validar el modelo con los datos experimentales. Ahora sólo se van a mostrar los valores con el objetivo de dar a conocer qué parámetros calcula el modelo.

6.6.1 COLECTOR DE UN CANAL

6.6.1.1 Datos de entrada

DATOS GEOMÉTRICOS:

Ángulo de inclinación del colector: $\alpha = 19^\circ$

Longitud del colector: $L = 1m$

Anchura del colector: $W = 2m$

Separación entre el cristal y la placa: $s = 0.0762m$

Espesor del cristal: $e_g = 0.004m$

Espesor del aislante: $e_{ais} = 0.01m$

Espesor de las paredes: $e_w = 0.025m$

Conductividad térmica del cristal: $k_g = 1 \frac{W}{m \cdot K}$

Conductividad térmica de las paredes: $k_w = 0.13 \frac{W}{m \cdot K}$

Conductividad térmica del aislante: $k_{ais} = 0.13 \frac{W}{m \cdot K}$

Transmitancia del cristal: $\kappa = 10m^{-1}$

Coefficiente de refracción del cristal: $\eta_{cristal} = 1.522$

Emitancia del colector: $\varepsilon = 0.95$

DATOS AMBIENTALES DEL DÍA 11/01/2011

Irradiación diaria total recogida: $H = 14529300 \frac{J}{m^2}$

Temperatura ambiente a las 12:00: $T_{amb} = 25.8^\circ C$

Temperatura de entrada al colector: $T_0 = T_{amb} + 4.5^\circ C = 30.3^\circ C$

Velocidad del viento: $v = 4 \frac{km}{h} = 1.1 \frac{m}{s}$



DATOS POSICIONALES DE ESTELÍ (NICARAGUA)

Día del año: $n = 11$

Hora local: $h_{loc} = 12:00:00$

Latitud del lugar: $\phi = 13.12^\circ$

Longitud del lugar: $Lo = -86.355^\circ$

Diferencia horaria con el meridiano de Greenwich: $dif_h = 6horas$

DATOS DEL AIRE A 1atm DE PRESIÓN Y 30°C DE TEMPERATURA:

Calor específico: $Cp_{air} : 1000 J/kg \cdot K$

Densidad: $\rho = 1.028 kg/m^3$

Coefficiente de refracción del aire: $\eta_{air} = 1$

Número de Prandtl: $Pr = 0.713$

Conductividad térmica del aire: $k_{air} = 0.027 W/m \cdot K$

Viscosidad: $\nu_{air} = 1.67 \cdot 10^{-5} m^2/s$

6.6.1.2 Datos de salida

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura a la salida de la corriente (°C)	35.498
Temperatura de la placa (°C)	69.21
Temperatura del cristal (°C)	45.501
Coefficiente de convección en la placa (W/K·m ²)	3.229
Coefficiente de convección en el cristal (W/K·m ²)	2.649
Velocidad de la capa límite en la placa (m/s)	0.621
Velocidad de la capa límite en el cristal (m/s)	0.363
Espesor de capa límite hidrodinámica placa (m)	0.026
Espesor de la capa límite térmica en la placa (m)	0.018
Espesor de la capa límite hidrodinámica en cristal (m)	0.033
Espesor de la capa límite térmica en el cristal (m)	0.023



Número de Reynolds de la corriente de la placa	$3.72 \cdot 10^4$
Número de Reynolds de la corriente del cristal	$2.17 \cdot 10^4$
Número de Rayleigh en s de la corriente de la placa	$5.23 \cdot 10^5$
Número de Reyleigh en s de la corriente del cristal	$2.37 \cdot 10^5$
Humedad relativa de la corriente a la salida del colector	0.331
RENDIMIENTO DEL COLECTOR	0.282

Tabla 15: Resultados del modelo para el día 11/01/11 en Estelí

6.6.2 COLECTOR DE DOS CANALES

6.6.2.1 Datos de entrada

DATOS GEOMÉTRICOS:

Ángulo de inclinación del colector: $\alpha = 30^\circ$

Longitud del colector: $L = 2m$

Anchura del colector: $W = 1.5m$

Separación entre el cristal y la placa: $s_1 = 0.035m$ $s_2 = 0.035m$

Espesor del cristal: $e_g = 0.01m$

Espesor del aislante: $e_{ais} = 0.004m$

Espesor de las paredes: $e_w = 0.035m$

Conductividad térmica del cristal: $k_g = 1 \frac{W}{m \cdot K}$

Conductividad térmica de las paredes: $k_w = 0.209 \frac{W}{m \cdot K}$

Conductividad térmica del aislante: $k_{ais} = 0.209 \frac{W}{m \cdot K}$

Transmitancia del cristal: $\kappa = 10m^{-1}$

Coefficiente de refracción del cristal: $\eta_{cristal} = 1.522$

Emitancia del colector: $\varepsilon = 0.95$

DATOS AMBIENTALES DEL DÍA 20/10/2010

Irradiación diaria total recogida: $H = 24230580 \frac{J}{m^2}$

Temperatura ambiente a las 12:00: $T_{amb} = 8.5^\circ C$

Temperatura de entrada al colector: $T_0 = T_{amb} + 4.5^\circ C = 23^\circ C$

Velocidad del viento: $v = 1.1 \frac{km}{h} = 0.306 \frac{m}{s}$



DATOS POSICIONALES DE ESTELÍ (NICARAGUA)

Día del año: $n = 293$

Hora local: $h_{loc} = 13:30:00$

Latitud del lugar: $\phi = 40.33^\circ$

Longitud del lugar: $Lo = -3.77^\circ$

Diferencia horaria con el meridiano de Greenwich: $dif_h = 0horas$

DATOS DEL AIRE A 1atm DE PRESIÓN Y 30°C DE TEMPERATURA:

Calor específico: $Cp_{air} : 1000 J/kg \cdot K$

Densidad: $\rho = 1.028 kg/m^3$

Coefficiente de refracción del aire: $\eta_{air} = 1$

Número de Prandtl: $Pr = 0.713$

Conductividad térmica del aire: $k_{air} = 0.027 W/m \cdot K$

Viscosidad: $\nu_{air} = 1.67 \cdot 10^{-5} m^2/s$

6.6.2.2 Datos de salida:

PARÁMETRO	VALOR	
	ARRIBA	ABAJO
Temperatura a la salida de la corriente (°C)	35.88	36.37
Temperatura de la placa (°C)	111.46	
Temperatura del cristal (°C)	75.64	
Temperatura en el aislante (°C)		69.57
Coeficiente de convección en la placa (W/K·m ²)	3.655	3.655
Coeficiente de convección en el cristal (W/K·m ²)	3.237	
Coeficiente de convección en el aislante (W/K·m ²)		3.147
Velocidad de la capa límite en la placa (m/s)	1.635	1.635
Velocidad de la capa límite en el cristal (m/s)	1.224	
Velocidad de la capa límite en el aislante (m/s)		1.136
Espesor de la capa límite hidrodinámica en la placa (m)	0.022	0.022
Espesor de la capa límite térmica en la placa (m)	0.015	0.015
Espesor de la capa límite hidrodinámica en el cristal (m)	0.026	



Espesor de la capa límite térmica en el cristal (m)	0.018	
Espesor de la capa límite hidrodinámica en el aislante (m)		0.027
Espesor de la capa límite térmica en el aislante (m)		0.018
Número de Reynolds de la corriente de la placa	$1.181 \cdot 10^5$	$1.841 \cdot 10^5$
Número de Reynolds de la corriente del cristal	$1.391 \cdot 10^5$	
Número de Reynolds de la corriente del aislante		$1.258 \cdot 10^5$
Número de Rayleigh en s de la corriente de la placa	$1.664 \cdot 10^5$	$1.664 \cdot 10^5$
Número de Reyleigh en s de la corriente del cristal	$1.38 \cdot 10^5$	
Número de Reyleigh en s de la corriente del aislante		$9.554 \cdot 10^4$
Humedad relativa de la corriente a la salida del colector	0.04	0.053
RENDIMIENTO DEL COLECTOR	0.4189	

Tabla 16: Resultados del modelo para el día 20/10/10 en Leganés

Para respaldar los resultados obtenidos se procede a comparar el modelo con los datos medidos para diferentes fechas, horas y condiciones.

6.7 VALIDEZ DEL MODELO

Se procede a comparar los resultados obtenidos con los datos medidos. En primer lugar se van a ver las gráficas de las temperaturas a la salida del colector y la velocidad de la corriente de un día completo para el colector situado en Estelí. Datos del día 12 de Enero de 2011:

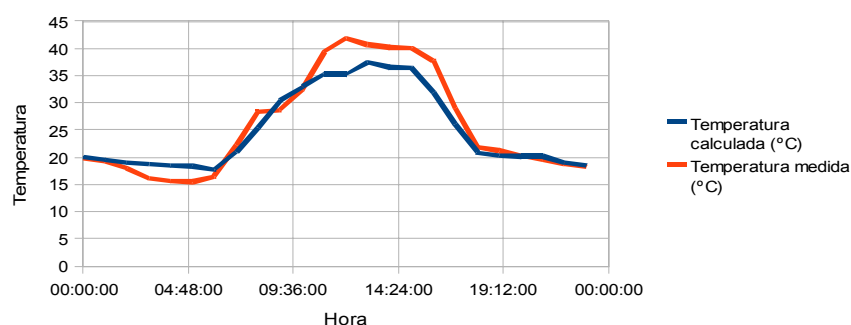


Figura 55: Comparación entre los valores de la temperatura exterior obtenidos en el modelo teórico y las medidas experimentales en Estelí

Los datos experimentales respaldan el modelo teórico. A pesar de ser notablemente mayores tienen la misma tendencia. El motivo de que en la realidad sean mayores se puede deber a la influencia de la cámara de secado, ubicada aguas arriba de la corriente del colector. La cámara de secado está expuesta al sol y recibiendo radiación, por lo que se encuentra a más temperatura que el ambiente, dificultando la convección.



A continuación se comparan las velocidades. Como las medidas experimentales proporcionan un solo valor por canal, situada la sonda en el centro de este, y el modelo proporcional tanto la velocidad de la capa límite inferior como la de la superior se representa en la gráfica una media de estas dos, para compararlas más fácilmente con la medida experimental.

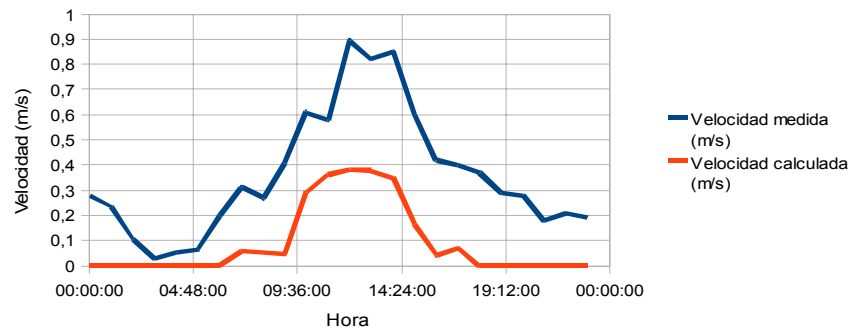


Figura 56: Comparación entre los valores de la temperatura exterior obtenidos en el modelo teórico y las medidas experimentales en Estelí

Los resultados obtenidos para la velocidad también validan el modelo. Al igual que ocurre con la temperatura, existe diferencia entre los datos reales y los calculados. Esto se debe fundamentalmente al viento que se cuela en el colector. Esto se ve especialmente en las horas de la noche, cuando el modelo da velocidad nula, pues la placa se encuentra a la temperatura del ambiente, no habiendo convección. Sin embargo los datos experimentales muestran que sí existe velocidad en la corriente, que en ningún caso será debida a la convección. Hay que recordar la fluctuación e irregularidad de los datos experimentales, que se debe al comportamiento de la corriente explicado en el apartado 4.2.

El modelo también proporciona la temperatura de la placa. Se van a comparar los datos correspondientes a las 24 horas entre las 14:00 del día 11 de enero de 2011 hasta las 14:00 del 12 de enero:

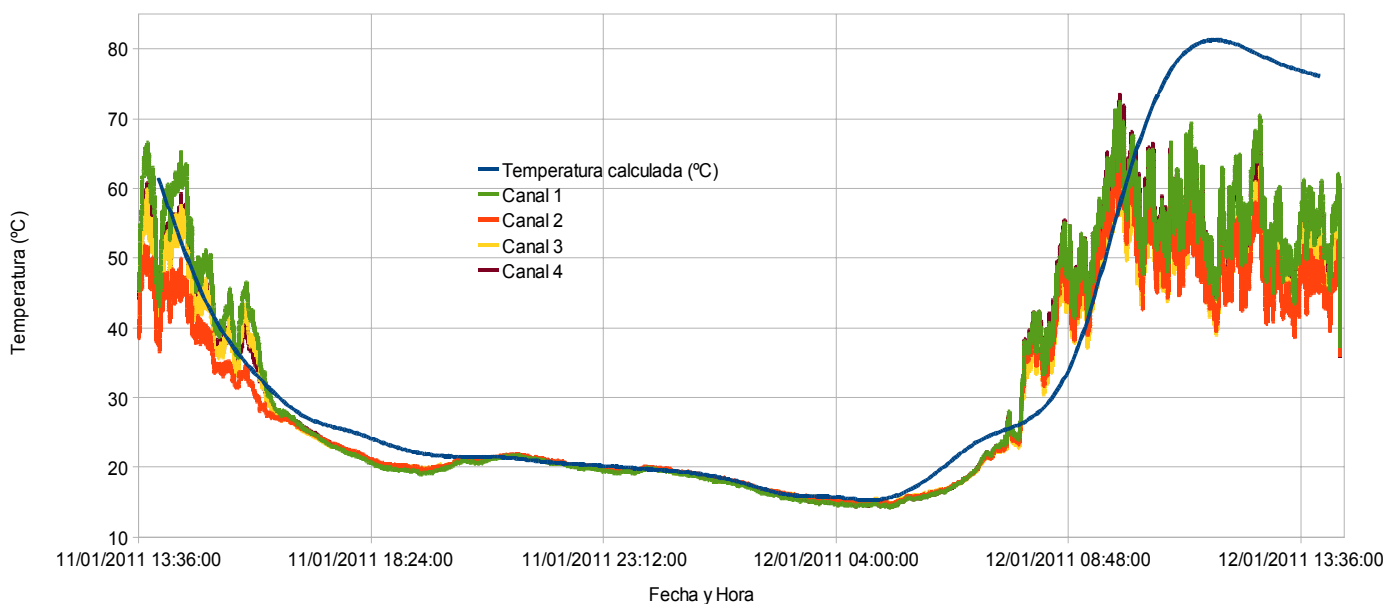


Figura 57: Comparación entre los valores de la temperatura de la placa obtenidos en el modelo teórico y las medidas experimentales en Estelí



La colocación de las sondas es la mostrada en la figura 42. Cada número de canal corresponde al punto señalado en la figura. Los datos respaldan el modelo, pues, aunque con variaciones, se ajusta mucho a la línea de datos teóricos.

A continuación se proporcionan más datos para comparar las medidas experimentales y las obtenidas en el modelo. Datos para el 6 de enero de 2011 a medio día en Estelí. Irradiación total diaria: 22.4 MJ/m². Temperatura exterior: 27 °C. Velocidad del viento: 0.64 m/s. Ángulo del colector con la horizontal: 19°

06/01/11 12:00	Teórico		Experimental
Temperatura de salida (°C)	40.6		46.8
Temperatura de entrada (°C)	31.5		35.88
Temperatura de la placa (°C)	97.7		89.3
Temperatura del cristal (°C)	63.98		54.2
Velocidad salida placa (m/s)	0.809	0.676	0.46
Velocidad salida cristal (m/s)	0.543		
Humedad relativa	0.209		0.132
Rendimiento	0.3378		0.4389

Tabla 17: Comparación entre los datos teóricos y experimentales. Estelí 06/01/11

Datos para el 16 de diciembre de 2011 a medio día en Estelí. Irradiación total diaria: 21.91 MJ/m². Temperatura exterior: 25.4 °C. Velocidad del viento: 0.86 m/s.

16/12/10 12:00	Teórico		Experimental
Temperatura de salida (°C)	39.27		44.4
Temperatura de entrada (°C)	31.3		35.19
Temperatura de la placa (°C)	97.1		82.3
Temperatura del cristal (°C)	64.44		45.7
Velocidad salida placa (m/s)	0.814	0.638	0.43
Velocidad salida cristal (m/s)	0.561		
Humedad relativa	0.224		0.139
Rendimiento	0.3564		0.363

Tabla 18: Comparación entre los datos teóricos y experimentales. Estelí 16/02/10

Como cabe esperar, los datos experimentales no son exactamente iguales que los teóricos. Esto se debe a todas las suposiciones explicadas a lo largo del apartado 6. Como ya se ha mencionado, la influencia de la cámara de secado acoplada al colector es de gran importancia. También el hecho de que el flujo no es ideal, por lo que las medidas de la velocidad son muy fluctuantes. Y hay que recordar el hecho de que las expresiones introducidas en el modelo para calcular la velocidad son aproximaciones, cercanas pero no exactas, pues vienen de una estimación de órdenes de magnitud.

Se va a comparar ahora los resultados del modelo para dos canales. En primer lugar se muestra la gráfica que recoge los valores tanto teóricos como experimentales para el 19 de octubre de 2010 en Leganés, cuando se registró una irradiación diaria de 23.9 MJ/m², una temperatura exterior media de 16.1 °C y una velocidad del viento media de 0.72 m/s

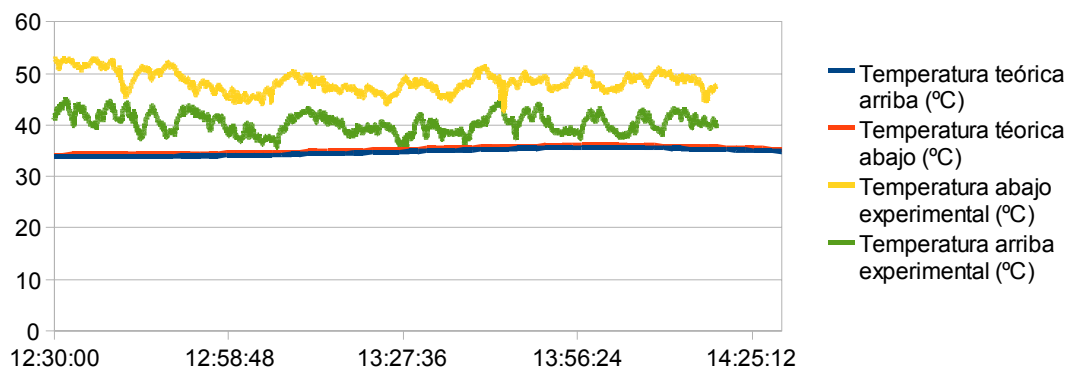


Figura 58: Comparación entre los valores de la temperatura exterior obtenidos en el modelo teórico y las medidas experimentales en Leganés

La mayor diferencia entre los datos empíricos y teóricos está en el canal de abajo, pues el modelo proporciona dos temperaturas muy próximas entre sí, mientras que se ve que en la realidad no es así. Esto se debe fundamentalmente a la elección de la misma correlación para la placa por arriba o por abajo. El modelo no tiene en cuenta que la convección sobre la placa se verá disminuída por los penachos, por lo que las temperaturas se alejarían.

Se muestran a continuación la comparación de todos los datos del modelo con los experimentales para otro día, para una mejor validación del modelo. Se trata del día 13 de octubre de 2010 a las 13:30, en Leganés. Irradiación total diaria: 21.2 MJ/m². Temperatura exterior: 19.0 °C. Velocidad el viento: 1.5 m/s.

13/10/10 13:30	Teórico				Experimental	
	ARRIBA		ABAJO		ARRIBA	ABAJO
Temperatura de salida (°C)	33.725		34.453		38.1	43.8
Temperatura de entrada (°C)	23.5		23.5		25.7	24.6
Temperatura de la placa (°C)	97.668				75.6	
Temperatura del cristal (°C)	58.586				46.5	
Temperatura del aislante (°C)	54.404				43.5	
Velocidad salida cristal (m/s)	0.985	1.243			0.67	
Velocidad salida placa (m/s)	1.501		1.493	1.198		0.43
Velocidad salida aislante (m/s)			0.904			
Rendimiento	0.6626				0.31	

Tabla 19: Comparación entre los datos teóricos y experimentales. Leganés 13/10/10

Se ve los componentes del colector, presentan mayor temperatura en la teoría que experimentalmente, por lo que se deduce que las pérdidas son mayores en la realidad que en el modelo, además de la variación en los coeficientes de convección anteriormente mencionada. Tanto las velocidades como el rendimiento muestran valores más dispares. El rendimiento debe parte de su explicación a las pérdidas que se ha demostrado que son mayores en la



realidad. En cuanto a las velocidades ya se mencionó que es el parámetro menos exacto.

También es importante analizar el resto de parámetros que proporciona el modelo para ver si son razonables. Estos parámetros son los coeficientes de convección, los números de Reynolds y Rayleigh de la corriente y los espesores de las capa límite.

Los valores de dichos parámetros obtenidos el 6 de enero de 2011 a medio día en Estelí. Irradiación total diaria: 22.4 MJ/m². Temperatura exterior: 27 °C. Velocidad del viento: 0.64 m/s. Ángulo del colector con la horizontal: 19° se recogen en la tabla de la página siguiente:

PARÁMETRO	VALOR
Coeficiente de convección en la placa	3.65 W/K·m ²
Coeficiente de convección en el cristal	3.101 W/K·m ²
Espesor de la capa límite hidrodinámica en la placa	0.022 m
Espesor de la capa límite térmica en la placa	0.015 m
Espesor de la capa límite hidrodinámica en el cristal	0.027 m
Espesor de la capa límite térmica en el cristal	0.019 m
Número de Reynolds en la corriente de la placa	$4.843 \cdot 10^4$
Número de Reynolds en la corriente del cristal	$6.25 \cdot 10^4$
Número de Rayleigh en la corriente de la placa	$8.502 \cdot 10^5$
Número de Rayleigh en la corriente del cristal	$4.45 \cdot 10^5$

Tabla 20: Muestra del resto de parámetros que proporciona el modelo.

A la vista de los resultados se respaldan las suposiciones hechas al desarrollar el modelo. Por ejemplo, los valores del número de Rayleigh están dentro del rango para el que se emplean las correlaciones empíricas, los valores de los coeficientes de convección son coherentes en el sentido de que la convección desde la superficie caliente situada por debajo de la corriente es mayor que el coeficiente desde la superficie situada por encima. Los espesores de capa límite indican que las capas no se llegan a tocar la superficie contraria idealmente, aunque como ya se explicó, el compartimiento real es diferente y las capas límites se mezclan.

Tras el análisis y la comparación de todos los datos mostrados anteriormente, y pese a ciertas variaciones en algunos casos, se va a considerar el modelo como válido y se va a utilizar para caracterizar los colectores.



7 RESULTADOS DEL MODELO. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN

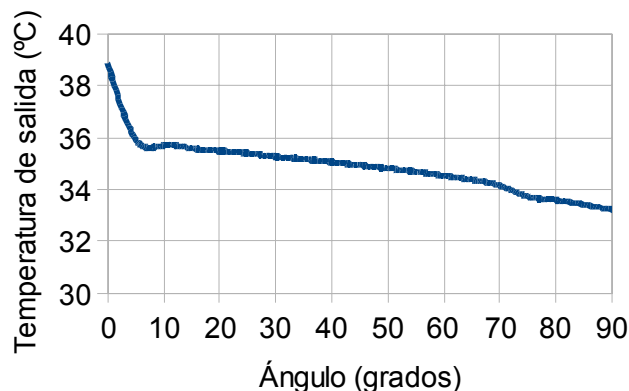
7.1 PARÁMETROS DE LA CORRIENTE EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO

Comprobada la validez del modelo en el apartado anterior se procede a analizar los resultados obtenidos para estudiar el comportamiento de los colectores bajo diferentes condiciones y ver la dependencia de los parámetros de la corriente con diversos factores como el día del año, el ángulo del colector, etc. Se estudiarán por separado ambos colectores.

7.1.1 COLECTOR DE UN CANAL

En primer lugar se verán los parámetros de la corriente del colector de un canal. Dado que dicha instalación se encuentra en la actualidad en Estelí se introducen los datos de posición de esta localidad, para el día 11 de Enero de 2011. Dicho día se registró una irradiación diaria de 15 MJ/m^2 , una temperatura exterior de 26°C , velocidad del viento media es 1 m/s y la humedad relativa vale 57.8% .

En primer lugar se muestra la temperatura de la corriente de aire a la salida del colector, que como ya se justificó en el capítulo 6 es considerada constante en toda la sección de salida del colector para los cálculos teóricos:



**Figura 59: Temperatura de salida del colector en función del ángulo.
Colector de un canal**

La temperatura disminuye ligeramente con el ángulo, acentuándose mucho esta caída para ángulos bajos. Esto se debe a que la temperatura registrada para un ángulo de valor 0 es muy alta, pues no existe corriente. La convección sería según la correlación de placas horizontales, escapando el aire por ambas entrada y salida del colector. A medida que se incrementa el ángulo se generará corriente y la temperatura decrecerá, pues la velocidad aumentará, como se verá a continuación, siendo el tiempo de residencia del aire dentro del colector menor.

La siguiente gráfica muestra la relación de la velocidad de la corriente en ambas capas límite con el ángulo del colector. En el modelo, como se explicó en el

capítulo 6, se ha considerado flujo ideal, bidimensional, con la capa límite inferior totalmente desarrollada al final del colector con un espesor δ que el modelo proporciona.

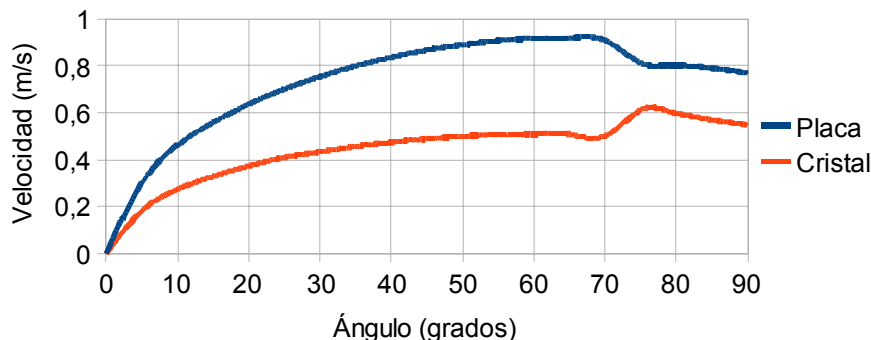


Figura 60: Velocidad de la corriente en función del ángulo. Colector de un canal

Como se comentó en la gráfica anterior, el incremento de ángulo provoca mayor corriente de aire, aumentando la velocidad de ésta.

Como cabe esperar a la vista de las dos gráficas anteriores, la temperatura de salida es inversamente proporcional a la velocidad de la corriente. Según las formulas presentadas en el capítulo 2, en la introducción teórica, la velocidad de la corriente es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de temperaturas entre la placa y la corriente. También se mencionó que, mientras que para convección sobre una placa la velocidad es proporcional a la raíz de la diferencia de temperaturas entre la placa y el exterior, aquí se tiene en cuenta la velocidad de la corriente en vez de la exterior por tratarse de dos placas enfrentadas, de tal forma que la corriente no tiene contacto con la temperatura exterior. Esta diferencia será mayor cuanto menor sea la temperatura de la corriente, y por tanto la velocidad será mayor también. La gráfica que sigue muestra esta relación de proporcionalidad inversa:

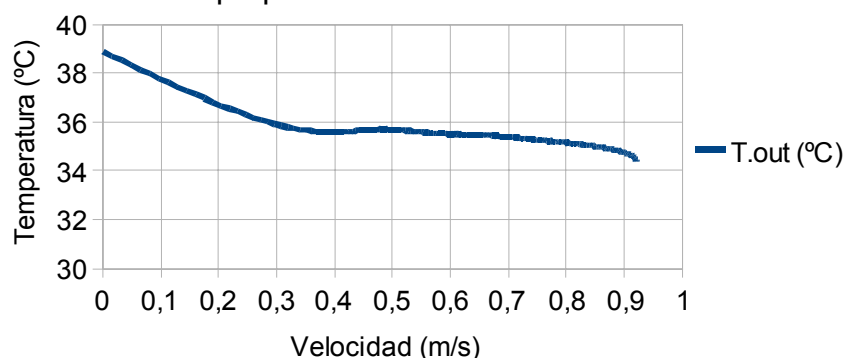


Figura 61: Temperatura de la corriente a la salida del colector en función de la velocidad. Colector de un canal



Se muestra a continuación el rendimiento del colector en función del ángulo.

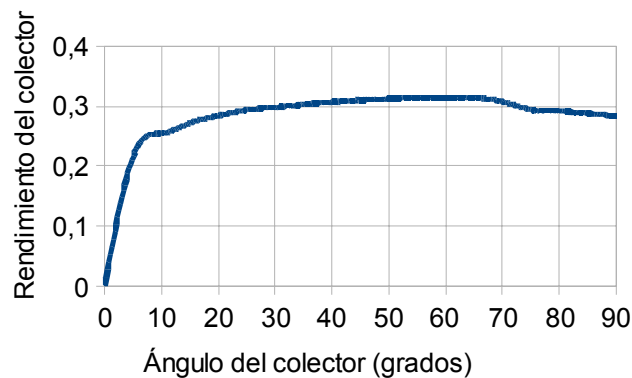


Figura 62: Rendimiento del colector en función del ángulo. Colector de un canal

El rápido incremento de su valor en los primeros valores de los ángulos se debe al aumento de velocidad. Posteriormente se mantiene más o menos constante debido también al balance entre temperatura y velocidad, dicho de otra manera, a su proporcionalidad inversa anteriormente mencionada, de manera que, por ser el rendimiento proporcional al calor transferido a la corriente y éste proporcional a ambas, se mantiene relativamente constante para ángulos intermedios.

Se procede a mostrar ahora los valores de la humedad relativa de la corriente a la salida del colector con el ángulo:

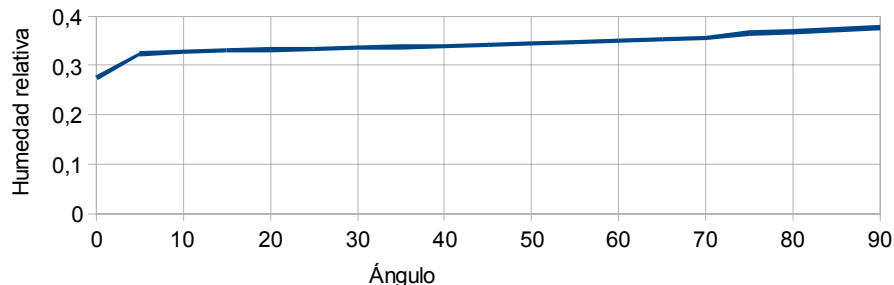


Figura 63: Humedad de la corriente en función del ángulo. Colector de un canal

Como se vio en el diagrama psicrométrico en el capítulo 2.3, si se aumenta la temperatura del aire húmedo añadiendo calor pero sin intercambio de materia, esto es, la cantidad de las fases (vapor y aire seco) permanece constante, la humedad relativa disminuye. Según la disminución de la temperatura con el ángulo, vista antes, cabía esperar que la humedad relativa de la corriente a la salida del colector aumentara.

Para simplificar la visualización del comportamiento se adjunta una gráfica que recoge los valores de los parámetros adimensionales de la corriente. Para su cálculo se dividió cada valor entre el máximo obtenido, excepto para el caso de la temperatura que se divide el incremento de temperaturas de la entrada a la salida entre el incremento máximo.

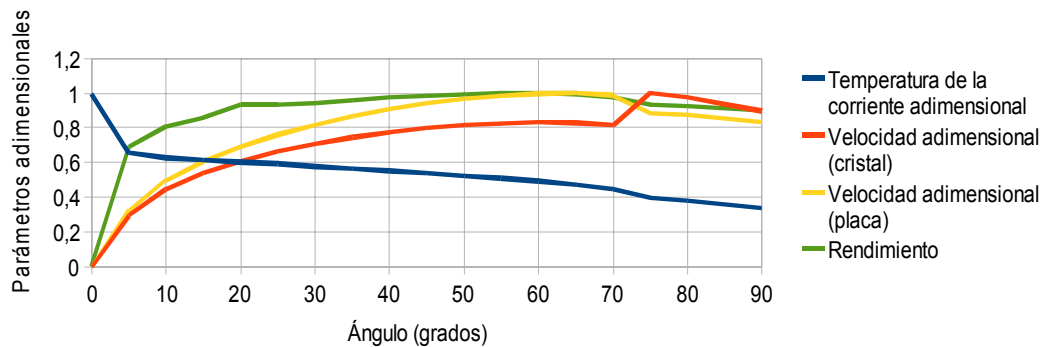


Figura 64: Parámetros adimensionales de la corriente en función del ángulo. Colector de un canal

A la vista de los resultados no hay un solo ángulo que recoja los valores óptimos de todos los parámetros, por lo tanto se tendrán que definir las condiciones de trabajo deseadas, esto es, si se prefiere mayor velocidad, o mayor temperatura.

Vistos todos los parámetros de la corriente en función del ángulo se va a analizar el comportamiento del colector para todo un día, viendo primero el comportamiento en la configuración de dos canales.

7.1.2 COLECTOR DE DOS CANALES

Para esta configuración se introducen como datos de entrada los del colector situado en Leganés. Se recogen aquí las mismas gráficas que en el apartado anterior, ahora para la nueva configuración. Véase el modelo en el ANEXO 6

Las gráficas se obtienen para las condiciones del día 20 de octubre de 2010 en Leganés, a la hora que corresponde aproximadamente al medio día solar, que en hora local se traduce en las 13:30. La irradiación diaria registrada ese día es de 24.2 MJ/m², la temperatura es 18.5 °C y la velocidad del viento 0.3 m/s. La humedad relativa tiene un valor del 17%

Temperatura de la corriente en función del ángulo en ambos canales:

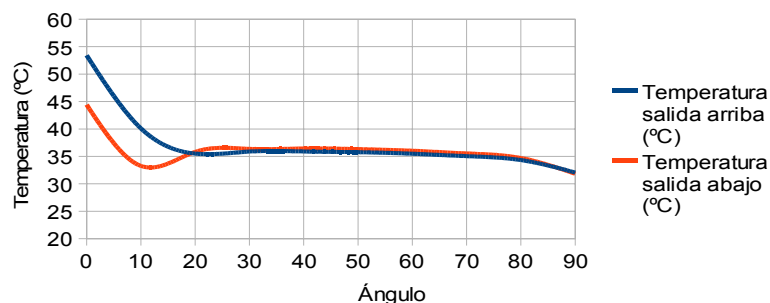


Figura 65: Temperatura de salida del colector en función del ángulo. Colector de dos canales

La disminución de la temperatura con el ángulo ya fue comentada en el apartado anterior, por lo que no se volverá a entrar en detalle. Sólo remarcar cómo, al igual que los datos experimentales, la temperatura de salida en el canal superior es menor que en el inferior, excepto para ángulos pequeños



donde apenas hay convección, aunque esta diferencia sea menor que la empírica, hecho ya explicado en la validación del modelo.

Los valores de velocidad de las capas límite, con la corriente siguiendo el mismo comportamiento que el mencionado para el caso de un canal, serían los siguientes. El número 1 corresponde al canal superior y el 2 al inferior.

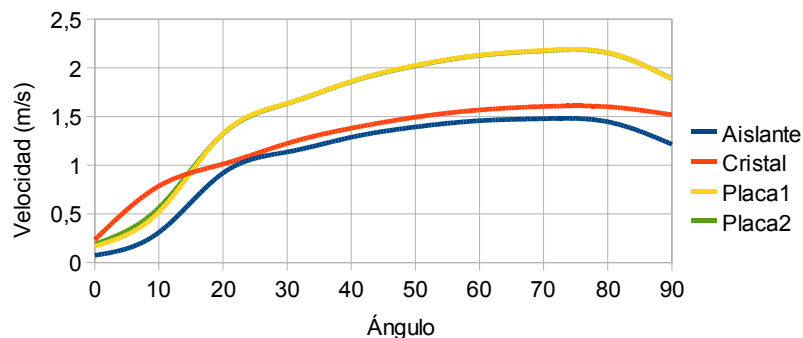
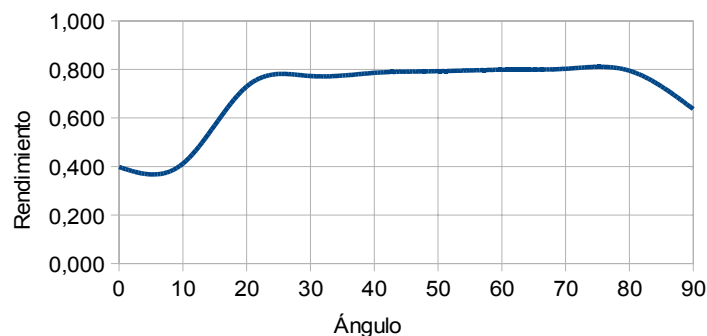


Figura 66: Velocidad de la corriente en función del ángulo. Colector de dos canales

Como para el caso de la temperatura, ya se comentó la dependencia de la velocidad con el ángulo en el apartado anterior. A la vista de la evolución de las temperaturas, la relación de velocidad con el ángulo parece razonable. Por haberse considerado la temperatura de la placa la misma por ambas caras, y la temperatura de la corriente del canal de arriba ser levemente inferior que en el de abajo, la diferencia de temperaturas entre la placa y la corriente en ambos canales sea muy parecida, lo que explica, según se mencionó en el apartado anterior, que las velocidades en torno a la placa sean prácticamente iguales.

El rendimiento del colector en función del ángulo sería:



**Figura 67: Rendimiento del colector en función del ángulo.
Colector de dos canales**

Presentando exactamente el mismo comportamiento que en el caso de un canal pero con valores diferentes, que serán comparados más tarde.

A continuación se puede observar la relación de la temperatura en ambos canales con la velocidad de la corriente:

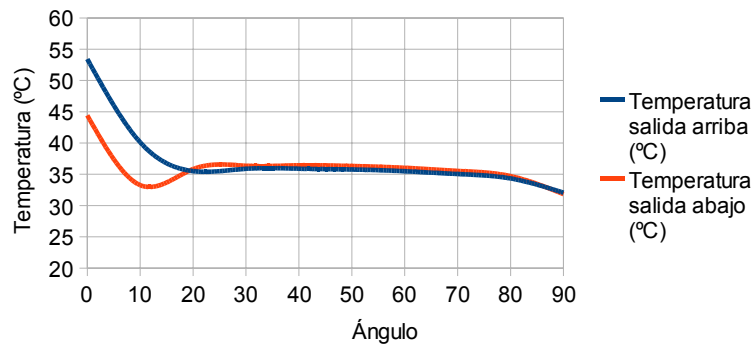


Figura 68: Temperatura de la corriente a la salida del colector en función de la velocidad. Colector de dos canales

La humedad relativa, manteniendo la relación explicada en el apartado anterior con la temperatura quedaría:

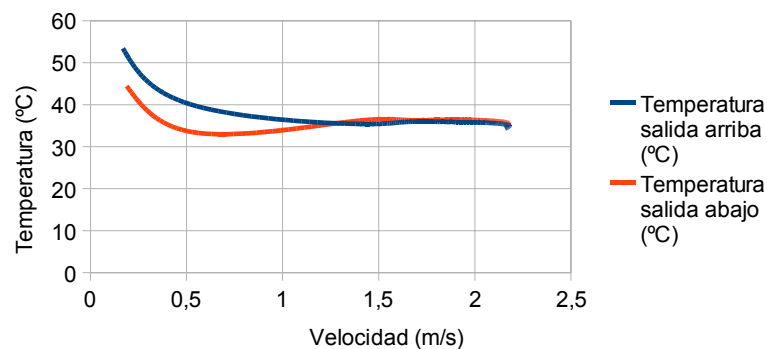


Figura 69: Humedad de la corriente en función del ángulo. Colector de dos canales

Y por último se muestran los parámetros adimensionales de la corriente, para poder visualizarlos todos en una misma gráfica y poder escoger un ángulo de funcionamiento en función de las condiciones de trabajo que se deseen:

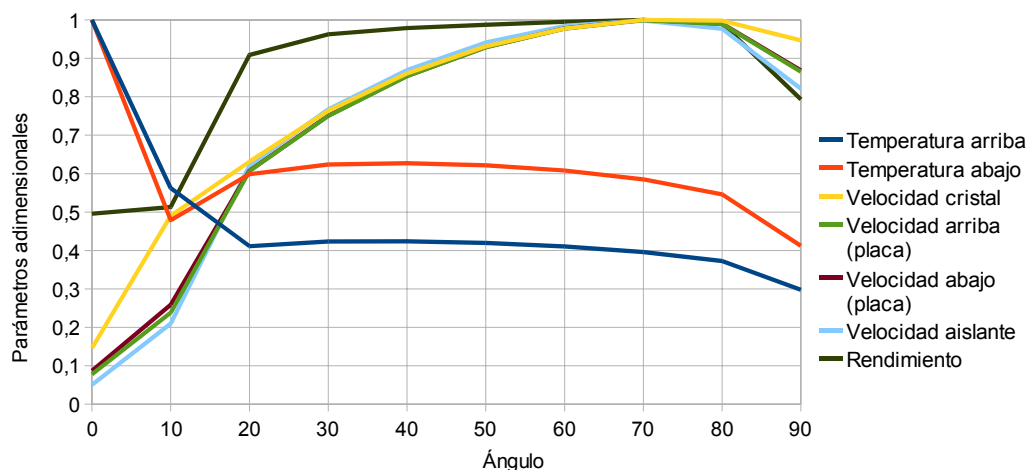


Figura 70: Parámetros adimensionales de la corriente en función del ángulo. Colector de un canal



7.2 RENDIMIENTO EN FUNCIÓN DE LA HORA DEL DÍA

A continuación se muestra el rendimiento del colector para un día completo para ambas configuraciones. Para poder compararlas a igualdad de condiciones se introducen en ambas los datos de entrada de la ubicación de Estelí, y los datos climáticos registrados el 8 de noviembre de 2010 también en Estelí, cuando se registró una irradiación total diaria de 25.32 MJ/m^2 , una temperatura exterior igual a 25.3°C y una velocidad del viento de 2.5 m/s . Las dimensiones se han mantenido en cada colector las suyas.

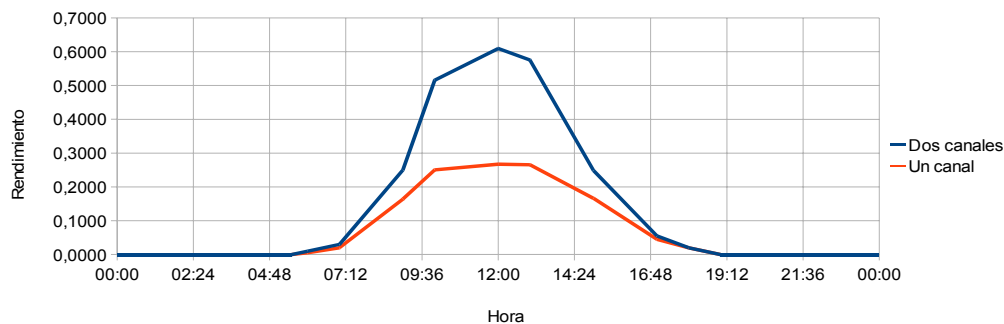


Figura 71: Rendimiento de un día completo para ambas configuraciones.

El rendimiento máximo, como es de esperar, se alcanza en torno al medio día solar en ambos casos, cuando el sol se encuentra en su cenit y la radiación solar llega más directamente, transfiriendo más potencia al colector.

El colector de dos canales registra en todo el intervalo de tiempo mayor rendimiento. Esto se debe al mejor aprovechamiento de la superficie de la placa, pues transmite calor a la corriente por ambas caras. Además, al no estar en contacto directo con el aislante se reducen las pérdidas.

7.3 PARÁMETROS DE LA CORRIENTE EN FUNCIÓN DEL DÍA DEL AÑO

Se va a estudiar a continuación cómo evolucionan los parámetros de la corriente a lo largo de todo el año. Se van a introducir los datos climatológicos de todo el año 2009 en Nicaragua mostrados en la tabla 2. Como se aprecia en dicha tabla, pese a existir dos estaciones, los valores medios mensuales permanecen constante, siendo el factor influyente la declinación de la Tierra la que más afectará a cómo llega la radiación al colector. La radiación media anual tendría entonces un valor de 232.97 W . Recordar que esta media tiene en cuenta las 24 horas del día, mientras que si se tienen en cuenta sólo las horas de luz esta potencia media ascendería a unos 500 W . Sabiendo que los 232.97 W consideran las 24 horas del día se obtiene una irradiación total diaria de 20128606 J/m^2 . La velocidad media del viento es de 1.27 m/s y la temperatura exterior media de 22.46°C , lo que también representa un valor muy bajo para el medio día, que es a la hora a la que se extraen las gráficas, pero que para caracterizar el proceso es válida.

Se van a mostrar las gráficas de los parámetros de la corriente en función del día del año para el caso del colector de un solo canal, de las dimensiones del



instalado en Estelí, con un ángulo de 19° con la horizontal. Se muestran todas las gráficas para luego comentarlas tras ver la evolución de todas.

Primero se muestra la temperatura de la corriente a la salida del colector:

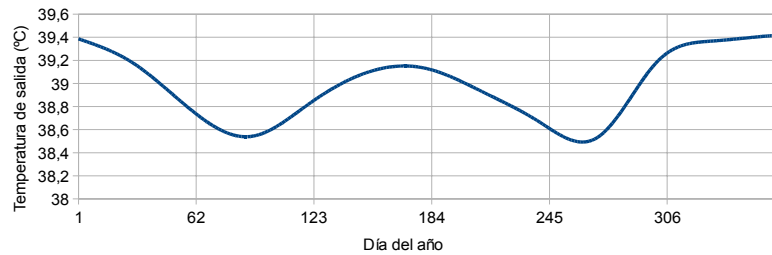


Figura 72: Temperatura de salida del colector en función del día del año. Colector de un canal

La velocidad de la corriente a la salida del colector para ambas capas limite sería:

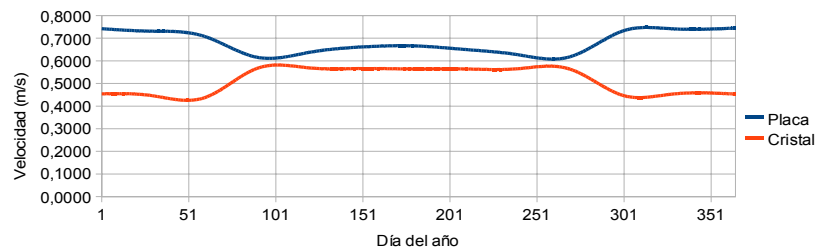


Figura 73: Temperatura de salida del colector en función del día del año. Colector de un canal

El rendimiento del colector quedaría por tanto:

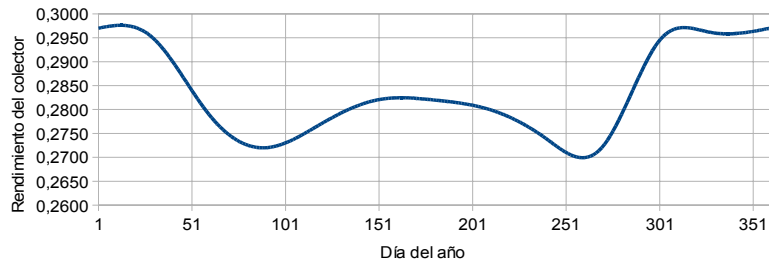


Figura 74: Rendimiento del colector en función del día del año. Colector de un canal

Y la humedad relativa a la salida del colector, estrechamente ligada a la temperatura:

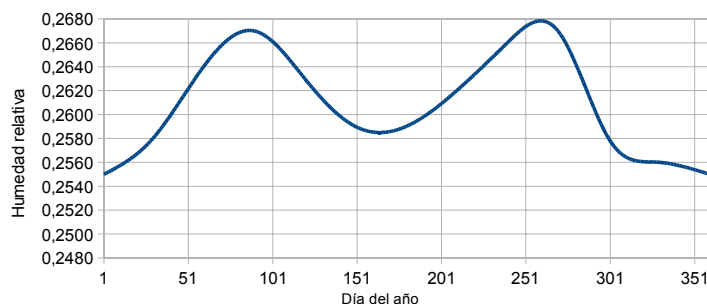


Figura 75: Humedad relativa a la salida del colector en función del día del año. Colector de un canal



Para analizar las gráficas hay que tener en cuenta que se han utilizado los mismos datos medios climatológicos para todos los días y que no se ha tenido en cuenta las condiciones propias de cada estación. Se puede apreciar que los datos tienen fuerte relación con la declinación terrestre, pues sigue la misma evolución, aunque todos los parámetros de la corriente son fuertemente dependientes unos de otros, por los que es muy difícil expresar la relación con un solo factor influyente. Pero las gráficas ayudan a entender cómo evolucionará el colector, alcanzando los picos de funcionamiento en los días con ángulos solares extremos, esto es, solsticio de primavera, verano, otoño e invierno.

7.4 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

En primer lugar, gracias al modelo quedan definidos todos los rangos de temperaturas, velocidades y resto de los parámetros de la corriente del colector para cualquier día del año, ubicación del colector o condición climatológica, pudiendo ver así a qué productos se podrá destinar si se conocen las características de secado de los mismos y cuál es la configuración óptima.

Por otro lado, a la vista de los resultados se ve que la elección del ángulo del colector determinará las condiciones de trabajo. Para el caso de Nicaragua, que es el que concierne a este trabajo, se ha observado que la temperatura alcanzada en el interior de la cámara de secado es muy alta, pues no sólo entra el aire del colector precalentado, si no que además la cámara sigue recibiendo radiación solar. Sin embargo, las dimensiones del colector hacen que la corriente sea muy lenta y sobre todo muy impredecible, pues el colector es tan corto que no llega a desarrollarse una corriente estable. Dadas estas características se ha decidido que una forma de mejorar el diseño es incrementar la velocidad de la corriente, aunque sea a costa de la temperatura que, como se acaba de comentar, no es de tanta importancia, pues la cámara alcanzará una alta temperatura por sí misma. A la vista de los resultados la forma de obtener más velocidad y mayor rendimiento sería aumentar el ángulo del colector. Además, si se tiene un colector de más longitud se conseguirá un flujo más desarrollado y estable. Además, por tener más tiempo de residencia en aire en el interior del colector no se sacrificará la temperatura a la salida.

En cuanto a la configuración entre uno y dos canales, se ha visto también que la configuración de dos canales proporciona temperaturas más altas a la salida del colector. Como conseguir una alta temperatura en el secadero de Nicaragua no es complicado se considera que funcionará mejor un solo canal, para no sobrecalentar demasiado la corriente.

En resumen. Para las condiciones de Nicaragua se preferirá un colector de mayor longitud que el existente para mejorar la corriente, de mayor ángulo para producir mayor velocidad, y de un solo canal para evitar exceso de temperatura, aunque el colector de un canal presente menor rendimiento que el de dos.

Teniendo esto en cuenta se va a diseñar un nuevo colector para el secadero de Nicaragua.



8 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL NUEVO COLECTOR

A la vista de los resultados obtenidos en ambos colectores, y según lo comentado en las conclusiones del apartado 7.4 se va a diseñar un nuevo colector que optimice las condiciones de trabajo del secadero instalado en Estelí. La idea es construir un colector que permita variar el ángulo, para poder adaptarlo a las condiciones requeridas.

8.1 JUSTIFICACIÓN

Tras estudiar el funcionamiento del colector del secadero solar instalado en la FAREM de Estelí se decidió que por sus dimensiones y ángulo no proporcionaba la corriente óptima para un buen secado. En primer lugar se comprobó que dada a su limitada longitud no se llega a desarrollar un flujo estable en su interior. Por otro lado el valor de su ángulo con la horizontal es muy bajo, no permitiendo que la velocidad alcance un valor suficientemente alto para el proceso.

Es por este motivo que se decidió construir un nuevo prototipo con nuevas dimensiones y realizar pruebas sobre él para comprobar si se obtienen mejoras en la corriente. Estas mejoras fueron antes demostradas por el modelo teórico, que predice valores de los parámetros más óptimos, como se mostrará a continuación.

A la vista de los resultados del modelo se decide que se necesita mayor longitud para tener un flujo más desarrollado y estable, sin sacrificar temperatura por el tiempo de residencia de la corriente en el colector. Se ha visto cómo es preferible sólo un canal para no elevar demasiado la temperatura. También será deseable un mayor ángulo

8.2 OBJETIVOS DEL NUEVO COLECTOR

Con la construcción de un nuevo colector se pretenden cumplir varios objetivos, tanto en lo que concierne a este proyecto como para futuros usos que se les pueda dar al colector. Este apartado recoge dichos objetivos.

El colector permanecerá temporalmente separado de la cámara de secado, siendo el objetivo principal utilizarlo como prototipo de medidas para poder hacer una buena caracterización del colector sin la influencia de la cámara de secado.

Como el objetivo principal es el tomar medidas sobre él, el colector constará de una estructura que permite cambiar el ángulo, de tal manera que se puede modificar en función de las condiciones requeridas. En su construcción se tuvo en cuenta realizar un prototipo de fácil montaje y desmontaje, de tal manera que se puede variar su configuración y transformarlo fácilmente en un colector de



dos canales. En la fase en la que se detalla su construcción se explicará en detalle cómo realizar dicho cambio.

Por otro lado, y dado que este proyecto se centra también en el campo de la docencia, el colector permanecerá instalado en la FAREM, de tal manera que puede ser utilizado por los alumnos para realizar medidas sobre él, pudiendo realizar prácticas sobre él y así familiarizarse con los aparatos de medida, la toma de datos y el tratamiento de éstos para sacar información acerca del funcionamiento de estas instalaciones.

8.3 PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL NUEVO COLECTOR

Antes de proceder a su construcción se analizó cual sería el comportamiento del nuevo colector con respecto al antiguo haciendo uso del modelo teórico creado en este trabajo. Se aplicó el modelo a ambos colectores para obtener los resultados bajo las mismas condiciones de trabajo.

Para su construcción se disponía de una placa de las mismas dimensiones que la del colector existente, esto es 1X2m. Como se comprobó en el original que 1m de largo era escaso se decidió construir el colector en el otro sentido, esto es, 2m de largo por 1m de ancho, y por tanto estos serán los datos que se introducirán en el modelo.

A modo de ejemplo se muestran los resultados obtenidos para el mismo día con ambos colectores, en función del ángulo del colector. Una vez visto el ángulo óptimo se compararán todos los resultados del modelo para ese ángulo.

A continuación se muestran las gráficas obtenidas para el día 16 de Febrero de 2010 a mediodía en Estelí. Irradiación total diaria: 21.93 MJ/m². Temperatura exterior: 26.8 °C. Velocidad el viento: 3.028 m/s.

Los valores del rendimiento del colector para ambas instalaciones en función del ángulo serían:

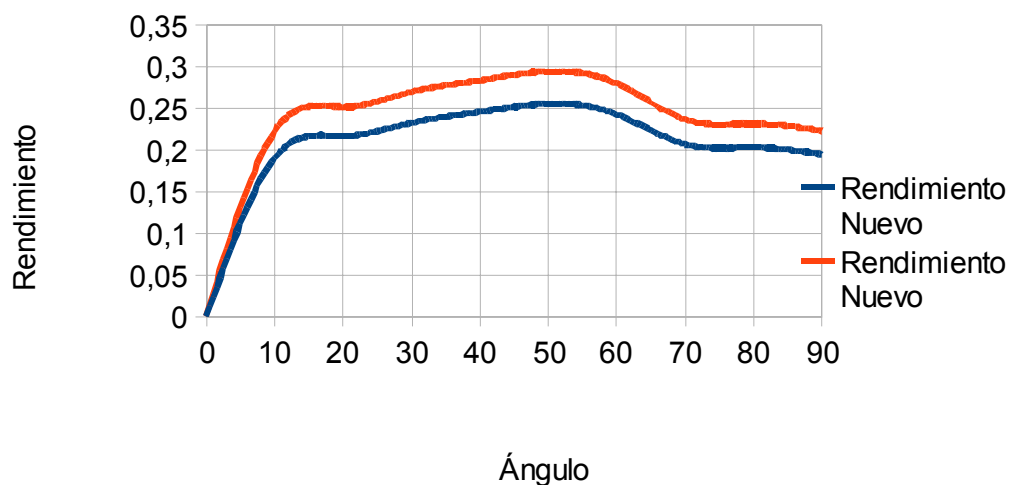


Figura 76: Rendimiento de ambos colectores en función del ángulo



Las gráficas muestran como el modelo predice un mayor rendimiento del nuevo colector para las mismas condiciones de funcionamiento, debido fundamentalmente a la nueva geometría.

Los valores de la temperatura a la salida del colector para ambas instalaciones en función del ángulo se recogen a continuación:

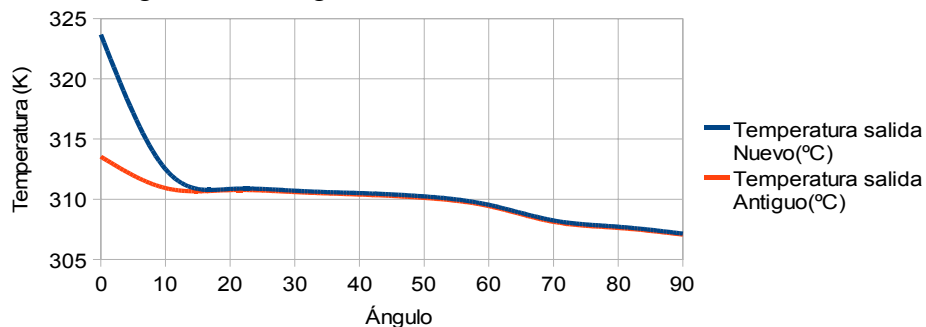


Figura 77: Temperatura de la corriente a la salida del colector para ambas instalaciones en función del ángulo

Como cabía esperar dada la mayor longitud del nuevo colector, la temperatura que se registra es mayor que en el colector original.

La siguiente gráfica muestra los valores de la velocidad de las capas límite en la placa y el cristal a la salida del colector para ambas instalaciones en función del ángulo serían:

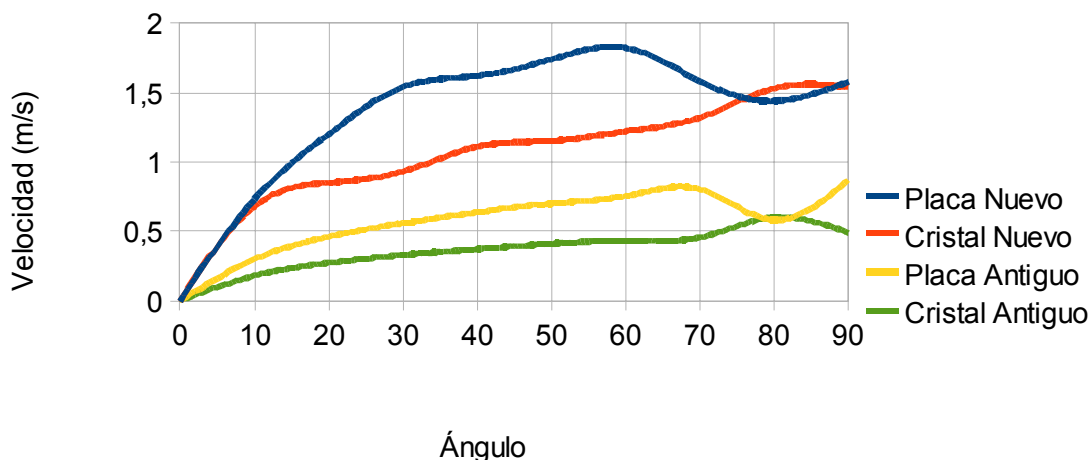


Figura 78: Velocidad de la corriente a la salida del colector en la placa y el cristal para ambas instalaciones.

Para el caso de la velocidad los valores difieren poco en la teoría, pero se predice que la corriente presentará un comportamiento más uniforme por las dimensiones del colector.

Los valores de la humedad relativa de la corriente a la salida del colector en función del ángulo serían:

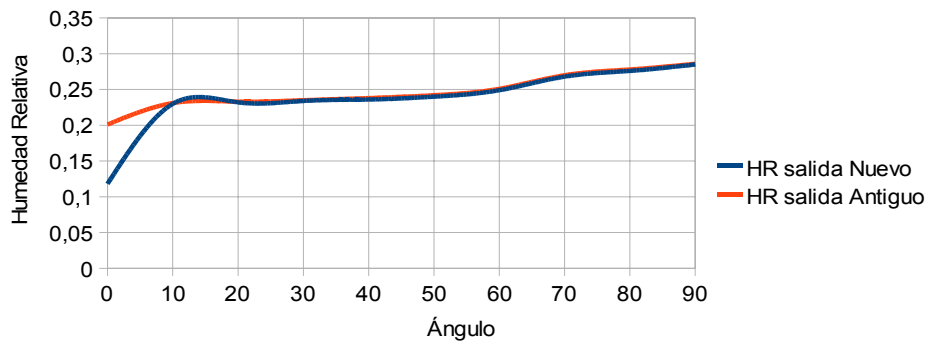


Figura 79: Humedad relativa de la corriente a la salida del colector para ambas instalaciones

Los valores de la humedad relativa están estrechamente ligados a la temperatura, como ya se vio en casos anteriores, y por tanto presentan el mismo comportamiento

8.4 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL NUEVO COLECTOR

Según predice el modelo el nuevo colector tendrá mayor rendimiento, por lo que se procedió a su construcción. Como se explicó es importante que su diseño contemple la posibilidad de modificaciones, como cambiar el ángulo o crear dos canales. Además la disponibilidad de materiales o capital es muy limitada, por lo que se intenta emplear materiales existentes para evitar comprar nuevos materiales.

Se dispone de una placa de 1m X 2m, que como se dijo se empleará en el sentido opuesto al colector original, esto es, 2m de largo por 1m de ancho, para permitir que la corriente se desarrolle mejor y sea más estable y no perder temperatura. También se dispone de un cristal de las mismas dimensiones. Será necesario comprar el material que conformará la estructura. Por sus características, disponibilidad y precio se va a hacer una estructura de hierro y el colector de madera, haciendo esta de aislante y de paredes del canal, y el hierro sustentará todo el colector. El propio colector estará formado por un tablón de madera que ejerce de aislante, sobre el que se fija la placa. En los laterales, dos listones de madera harán de paredes del canal y sobre ellos se ubicará el cristal. Véase la figura a continuación.

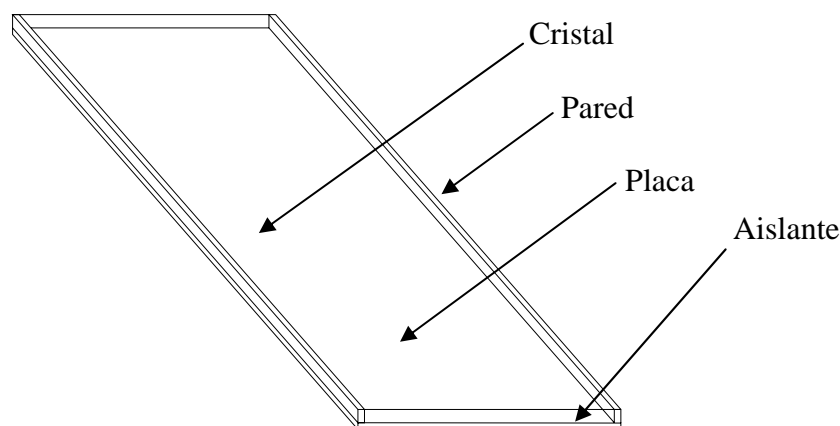


Figura 80: Esquema del nuevo colector

Sus características se recogen a continuación:

PARTE	ESPESOR (cm)	ANCHO (cm)	LARGO (cm)	MATERIAL
Cubierta transparente	0.4	100	200	Vidrio
Pared	5.08	2.54	200	Madera
Placa	0.09	100	200	Chapa y pintura negra
Aislante	2.54	100	200	Madera

Tabla 21: Características del nuevo colector

La estructura ha de permitir que se modifique el ángulo. El eje de rotación estará situado en el centro del colector, de tal manera que el colector pivota sobre el y los topes que determinan el ángulo se sitúan sobre los extremos del colector. Para fijar la posición se la estructura cuenta con soportes situados a diferentes alturas. Para entenderlo imagínese una máquina de un gimnasio, donde se puede regular alturas y demás. El diseño se basa en una estructura similar. A continuación se van a mostrar los planos del diseño, pero antes se va a mostrar una fotografía tomada cuando ya se construyó el prototipo, para así entender mejor los planos:



Figura 81: Fotografía del nuevo colector

Los ejes pasantes extraíbles apoyan sobre cada los soportes. Para cambiar la posición habría que extraer el eje, que va incrustado en otro eje hueco de más diámetro y que va unido al colector por debajo. Una vez extraídos los dos ejes de los extremos el colector queda libre pivotando sobre su eje central, y se



puede cambiar la posición. Hay 6 posiciones posibles entre 20° y 45° con la horizontal.

A continuación se muestran los planos del diseño. Se muestra el perfil y el alzado de la estructura y el colector al completo para un ángulo de 40°. El plano incluye las cotas. Para ver el resto de ángulos véase el ANEXO 7.

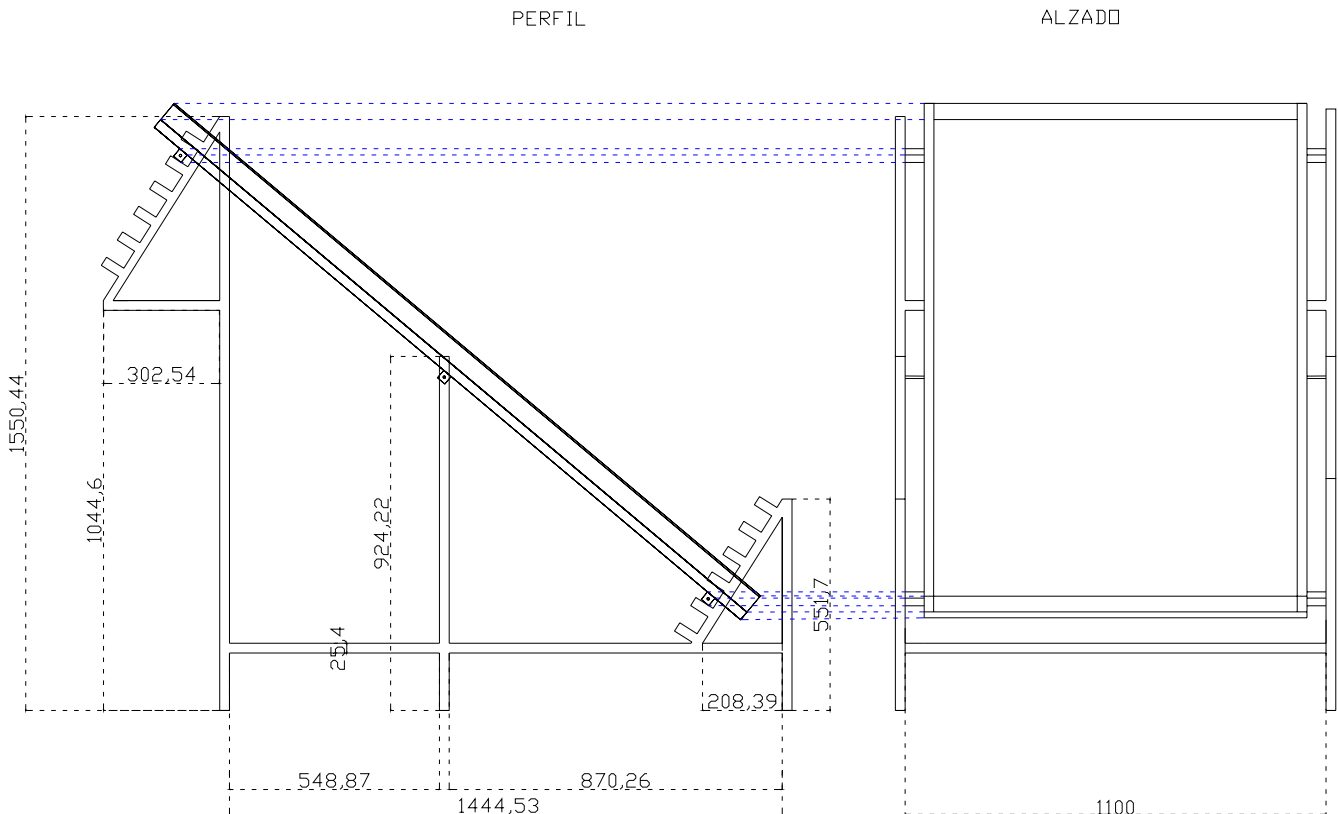


Figura 82: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 40°

Como se dijo, es deseable que la modificación de la estructura sea sencilla, no solo mover el ángulo, si no tener la posibilidad de hacer dos canales. Tal y como se construyó el colector bastaría con separar el conjunto pared-cristal-placa del tablón de madera que hace de aislante y meter otros dos listones a modo de pared, quedando dos canales con la placa en medio separándolos.

En el ANEXO 8 se muestran fotografías del proceso de construcción. Una vez construido se tomaron medidas que se van a mostrar a continuación para caracterizarlo.



8.5 MEDIDAS EXPERIMENTALES DEL NUEVO COLECTOR

A continuación se muestran a modo de ejemplo algunas de las medidas tomadas para diferentes ángulos y en días diferentes en el nuevo colector. Hay que mencionar que las sondas para esta nueva configuración no se encuentran exactamente a la entrada y a la salida del colector, si no a 30 cm de las mismas.

A continuación se muestran los datos tomados el 18 de febrero de 2011 para un ángulo de 35°. Irradiación diaria 18.2 MJ/m², temperatura exterior 27 °C.

Velocidad del viento. 3 m/s

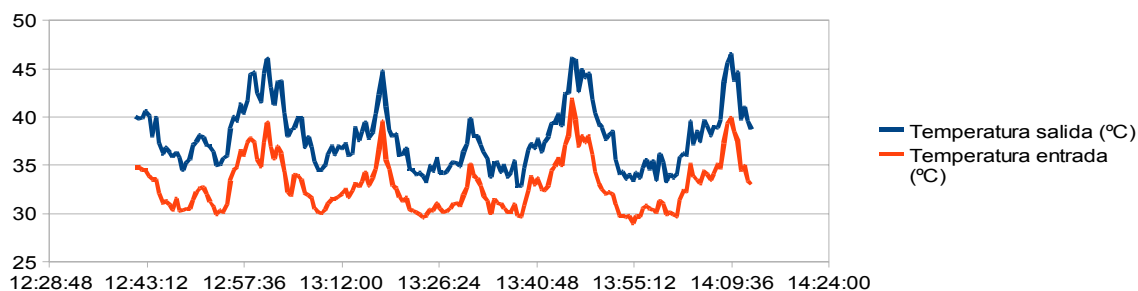


Figura 83: Comparación de las temperaturas a la entrada y salida en el nuevo colector

Los valores de entrada y salida serán más extremos debido a la posición de la sonda mencionada. Los datos anteriores presentan una media de 37.8 °C a 30 cm de la salida y 32.8°C a 30 cm de la entrada. Extrapolando se estima que se obtendrían valores de 42 °C a la salida y 29°C a la entrada.

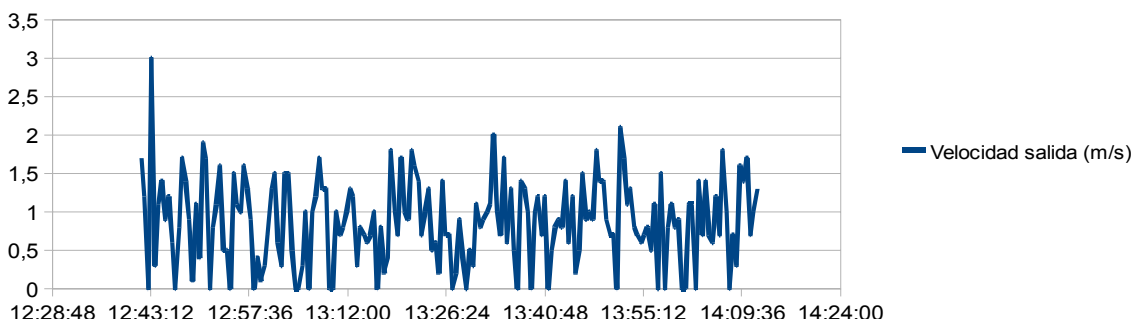


Figura 84: Velocidad a la salida en el nuevo colector

Tras haber visto todas las gráficas anteriores ya se sabe lo irregulares que son las medidas de la velocidad de la corriente. Por eso se tendrá en cuenta el valor medio, siendo de 0.88 m/s para los datos aquí presentados. Este valor notablemente más alto que en el caso del colector original, donde se ha estado obteniendo valores de en torno a 0.4, por lo que parece que el objetivo de conseguir mayor velocidad se cumple. Se va a contrastar con más datos de todos modos.

Según los datos anteriores se calcula que el calor transferido a la corriente sería de 581W. La radiación media registrada para ese entorno de tiempo es de 725 W/m², por lo que se tendría un rendimiento de 0.39, notablemente más alto que los rendimientos registrados en el colector original, y sin influencia de la cámara de secado.



Se muestran a continuación más datos para diferentes ángulos:

α	Irradiación (MJ/m ²)	Temperatura a 30cm de la salida (°C)	Velocidad de salida (m/s)	Rendimiento
20°	20.85	43.66	0.62	0.282
25°	28.9	40.8	0.85	0.308
30°	21.6	39.7	0.983	0.369
40°	23.8	38.3	1.15	0.371
45°	26.8	41.47	1.1	0.372

Tabla 22: Medidas tomadas en el nuevo colector

Aquí también se ve cómo, pese a variaciones debidas a la irradiación diaria, el rendimiento aumenta con el ángulo, así como la velocidad de la corriente. Por medir los valores a 30 cm de la salida, los medidas en la velocidad son más fiables por estar la sonda protegida, pero la temperatura presentará mayor valor a la salida, por lo que los cálculos del rendimiento son aproximados. En el apartado que sigue se van a comparar las dos instalaciones con el apoyo de los datos.

8.6 COMPARACIÓN DE LAS DOS INSTALACIONES

Ya se ha comentado en otras ocasiones que los parámetros de la corriente dependen de tantos factores que es muy complicado comparar dos instalaciones cuando los medidas se toman en momentos diferentes. Aún así las instalaciones han quedado caracterizadas, viendo que el nuevo colector alcanza valores más altos de velocidad, que era uno de los principales objetivos.

También se comprueba, comparando las gráficas y los valores tabulados de ambos, que la corriente en el colector nuevo es más estable y se desarrolla más regularmente. Se aprecia también la fuerte influencia del

En cuanto a las temperaturas y rendimientos ya se dijo que por tener la instalación original la cámara de secado las medidas no son muy exactas. A la vista de lo visto en el modelo teórico, que el nuevo colector presenta mayor rendimiento y mayor velocidad sin perder temperatura, por lo que se prevé que este prototipo será el más óptimo para el secado, existiendo ahora la posibilidad de acoplarlo a la cámara de secado existente.

Otra ventaja del nuevo colector es la posibilidad de cambiar el ángulo. De esta manera y según los requerimientos del secado se podrá ajustar la configuración del colector para conseguir los resultados deseados.



9 CONCLUSIONES

Las medidas experimentales se han visto marcadas por la compleja e irregular configuración de la corriente, así como la enorme influencia de diversos factores tanto ambientales como de diseño del propio colector, que hacen que los valores oscilen fuertemente y sean impredecibles, aunque se ha demostrado que siguen una tendencia y que se pueden ajustar razonablemente a valores intermedios que caracterizan la corriente, pues se mantienen siempre dentro de un rango de valores, coincidentes también con los calculados teóricamente.

En cuanto al modelo teórico, en general se ha visto que el problema presentado encuentra su mayor dificultad en el modelado de la convección natural sobre una placa caliente inclinada. Es por esto que el estudio de convección natural en canales inclinados está muy poco desarrollado y muy pocos autores lo han investigado. Se ha comprobado que los valores que calcula el algoritmo que representa el modelo son razonables, aunque no exactos, validando las hipótesis realizadas, y que se puede emplear en el diseño de un colector si fuera necesario. Además de que la comparación con los datos experimentales valida el modelo teórico de una forma amplia, el cálculo de parámetros como el número de Reynolds o Rayleigh, así como los espesores de capa límite apoyan las hipótesis realizadas para la elaboración del modelo.

Cabe destacar como principales causantes de las pequeñas diferencias entre los valores teóricos y experimentales, por un lado la correlación para el número de Nusselt y por otro lado la estimación de la velocidad de la corriente. Como se vio, no existe una correlación empírica para determinar el coeficiente de convección para este tipo de geometría tan particular. La correlación elegida está bien justificada y apoyada empíricamente, pero no puede dar los valores exactos. Y mucho más peso en los resultados tiene el cálculo de la velocidad de la corriente. Ningún autor ha determinado exactamente una expresión para la velocidad en este tipo de canales, dada a su compleja distribución en este texto explicada. Se ha considerado por eso que lo mejor era estimar el orden de magnitud y obtener una expresión a partir de ello, lo cual ha dado resultados muy razonables y aproximados pero no exactos a los empíricos, que también se ven distorsionados por el viento que se cuela en el colector y actúa como ruido en las mediciones, no permitiendo determinar qué proporción de la velocidad medida es debida a la convección y qué proporción al viento.

En cuanto a los rendimientos, la comparación experimental de las instalaciones se ha visto influida no sólo por las diferentes características o localización de las instalaciones, si no también por el hecho de que la instalación de Estelí tenga acoplada la cámara de secado y la de Leganés no, lo que interfiere fuertemente en las medidas. Esta distorsión en las medidas la solventa el modelo, pues calcula los rendimientos sin tener en cuenta lo que haya aguas abajo de la corriente. Experimentalmente se determina que para el caso de la instalación de Leganés el rendimiento ronda el 30%, con velocidades entre 0.2 y 0.5 m/s y temperaturas de entre 35°C y 50°C para la mayoría de los casos. El rendimiento que muestra la caracterización experimental del colector de Estelí es mayor, oscilando el 40%, con velocidades de unos 0.4 m/s y temperaturas entre 35°C y



55°C. Pero se insiste en que comparar estos resultados no es consistente por la influencia de la cámara de secado en el caso de Estelí. El modelo, sin embargo indica que tiene mayor rendimiento para diversas condiciones la configuración de dos canales, no viéndose ya afectado por el hecho de encontrarse la cámara aguas abajo, dando además más velocidad y más temperatura. El modelo muestra rendimientos del 60% para dos canales y de 30% para uno solo. La elección entre una u otra configuración dependerá de lo que se vaya a secar, para lo cual habrá que tener en cuenta el tiempo de difusión del agua en el interior del producto. No siempre será deseable, como se explicó, alta velocidad. Si la velocidad de la corriente es mucho mayor que la de difusión dentro de la pieza, ésta se quebrará. Lo mismo ocurre con la temperatura, pues una subida fuerte puede destrozar el producto. Es por eso que se decidió fabricar el nuevo colector con un solo canal. Las temperaturas que se alcanzan en Nicaragua son muy altas, no queriendo poner en riesgo lo que se vaya a secar. Aún así se diseñó el modelo pensando en que se puedan hacer cambios muy sencillos, como poner dos canales o cambiar el ángulo y así satisfacer los requerimientos del secado o adaptarlo a las condiciones climáticas y ambientales.

También se vio que el antiguo colector de la instalación de Estelí es demasiado corto como para permitir que la corriente en su interior se desarrolle de una manera estable. El nuevo colector presenta una corriente más uniforme, aunque a costa de un gran tamaño, que obligará a ubicar la cámara de secado a mucha altura. El diseño permite cambios en su configuración muy sencillos y está pensado para que la colocación de sondas en él sea muy simple, de tal manera que podrá ser utilizado con fines de docencia, dando la oportunidad a los alumnos de realizar prácticas sobre él y familiarizarse con este tipo de instalaciones y el manejo de los aparatos de medida.

En cuanto al uso de estos colectores en secaderos, se ha comprobado que cumplen su objetivo de calentar la corriente y producir flujo de aire, pero dada la irregularidad de los datos que se registran, muy inestables y altamente dependientes de los factores meteorológicos. A la hora de diseñar un secadero habrá que tener en cuenta mucho margen de seguridad con las temperaturas que el producto pueda tolerar, pues para días sin viento con mucha radiación presenta temperaturas mucho mayores que para días nublados y ventosos. Por otro lado, para días calientes pero con mucho viento, dado que este se cuela en el colector y acelera la corriente, habrá que considerar que la velocidad de secado va a ser rápida, y si el producto a secar presenta una velocidad de difusión muy lenta comparada con la de evaporación desde la superficie se producirá un gradiente muy fuerte que quebrará la superficie.

Algunas líneas futuras ahora serían, haciendo uso del prototipo construido investigar más sobre correlaciones para el número de Nusselt en canales inclinados, para lo que se recomienda usar el prototipo en una habitación estanca, sin influencia de factores climáticos, y sustituir la variable radiación solar por una fuente de calor constante y estudiar la corriente. Por permitir fáciles modificaciones se podría estudiar además para dos canales. También, de cara al secado, se podrían caracterizar los productos que se pueden secar, entrando más en la dinámica del secado y de la difusión del agua dentro del producto.



10 PRESUPUESTO

La primera parte del presente proyecto se desarrolló en Leganés, trabajando y tomando medidas sobre la instalación ya existente. Posteriormente se viajó a la zona donde se centra el estudio, para lo que se requirió un billete de avión y un seguro médico. Allí se trabajó la mayor parte del tiempo sobre la instalación con la que cuenta la Universidad de destino, haciendo uso de los aparatos de medida que la Universidad de procedencia proporcionó. Paralelamente con la toma de medidas se programó en MathCad el modelo teórico que simula el comportamiento de las instalaciones. Tras comprobar con los datos experimentales que el modelo es fiable y funciona, con los resultados en él obtenidos se busca un diseño óptimo para el nuevo colector. Para la construcción de dicho colector fueron necesarios algunos materiales, aunque se intentó utilizar en la medida de lo posible materiales disponibles en la Universidad, para evitar la adquisición de otros nuevos. La estructura tuvo que ser soldada, para lo que se tuvo que contratar a un profesional para desempeñar dicha labor.

A continuación se muestran los gastos derivados del presente trabajo:

CONCEPTO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO
VIAJE		
Billete de avión Madrid – Managua	1 X ida y vuelta	1100 €
Cobertura seguro médico	6 meses	200 €
Alojamiento en Estelí	5 meses	69 €
MATERIAL		
• <i>Aparatos de medida</i>		
Datalogger Testo 177-T4 con termopares	2	448 €
Termoanemómetro PCE 009	4	339 €
Termohigrómetro PCE 313-A	5	183 €
• <i>Material de Construcción</i>		
Madera	3 m ²	20 €
Tubos de hierro	4 X 6m	30 €
Placa de acero	2 m ²	20 €
Vídrio	2 m ²	20 €
MANO DE OBRA		
Soldadura de la estructura	5 horas	17 €
TOTAL		4919 €

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de cuatro mil novecientos diecinueve euros. 4919€



11 ANEXOS

ANEXO 1: HUMEDAD DE PRODUCTOS AGRÍCOLAS Y TOLERANCIA

Table 1
Moisture contents of solar drying of various agricultural produces [6–8].

Product	Moisture content		Max. allowable temp. (°C)	Drying time (h)
	Initial (%)	Final (%)		
Onions	85	6	55	48
Onion flakes	80	10	55	24
Onion rings	80	10	55	
Tomatoes	95	7	60	36
Green peas	80	5	60	8–10
Grapes	80	15–20		32–40
Apples	82	11–14	65–70	24–26
Figs	70	20	70	32
Bananas	80	15	70	15
Cassava	62	17		
Copra	30	5		
Tobacco	90	10		96
Coffee	65	11		288
Garlic flakes	80	4		48
Chilies	80	5		48
Ginger	80	10		168
Cabbage	80	4	65	48
Tea	80	3		96
Pepper	71	13		48
Turmeric	80	10		120
Potato chips	75	13	70	72
Paddy, raw	22–24	11	50	
Paddy, parboiled	30–35	13	50	
Maize	35	15	60	
Wheat	20	16	45	
Millet	21	4		
Corn	24	14	–	
Rice	24	11	50	
Cauliflower	80	6	65	
Carrots	70	5	75	
Green beans	70	5	75	
Garlic	80	4	55	
Cabbage	80	4	55	
Sweet potato	75	7	55	
Red lauan	90	20		
Potatoes	75	13	75	
Spinach	80	10		
Prunes	85	15	55	
Apricots	85	18	65	
Peaches	85	18	65	
Guavas	80	7	65	
Mulberries	80	10	65	
Okra	80	20	65	
Pineapple	80	10	65	
Yams	80	10	65	
Nutmeg	80	20	65	
Sorrel	80	20	65	
Coffee	50	11	–	
Coffee beans	55	12	–	
Cocoa beans	50	7	–	
Cotton	50	9	75	
Cotton seed	50	8	75	
French bean	70	5	75	
Groundnuts	40	9	–	

Tabla 23: Humedad de productos agrícolas y tolerancias



ANEXO 2: CRONOLOGÍA DE NICARAGUA

- 1502: Cristóbal Colón llega a las costas orientales de Nicaragua en su cuarto y último viaje
- 1524: Francisco Hernández de Córdoba funda las ciudades de León y Granada
- 1633: Los ingleses se instalan en la costa caribeña
- 1821: Se firma el Acta de Independencia de Centroamérica en Guatemala, el 15 de septiembre
- 1855: En plena guerra entre liberales y conservadores, William Walker llega a Nicaragua al mando de un grupo de mercenarios
- 1856: Apoyado por EEUU, William Walker se proclama presidente de la república.
- 1857: William Walker es derrotado por los nicaragüenses, apoyados por los centroamericanos.
- 1857 – 1887: Sucesión de presidentes conservadores.
- 1893: Revolución liberal a cargo de José Santos Zelaya, que asume la presidencia y empieza a frenar las intenciones norteamericanas de construir un canal interoceánico, que finalmente será construido en Panamá
- 1909: Adolfo Díaz sustituye a Zelaya. EEUU comienza a controlar los bancos, la aduana y el ferrocarril.
- 1912: Marines norteamericanos desembarcan en Nicaragua y se asientan allí hasta 1933 con intenciones de defender sus intereses y controlar las elecciones.
- 1927 – 1933: El general Augusto César Sandino se levanta contra la ocupación norteamericana y se inicia la primera guerra de guerrillas del continente. EEUU responde formando un ejército al mando de Anastasio Somoza García y se retira del país.
- 1934: Tras la retirada americana Somoza ordena asesinar a Sandino tras un banquete ofrecido por el presidente Juan Bautista Sacasa para celebrar el acuerdo de paz con la guerrilla sandinista por el que ésta acepta dejar las armas.
- 1936: Somoza obliga a dimitir a Sacasa y convoca elecciones donde él es el único candidato. Somoza se convierte en presidente de Nicaragua



- 1954: Primer gran intento de rebelión contra Somoza que acaba en una masacre.
- 1956: Anastasio Somoza García es asesinado en León por el poeta Rigoberto López Pérez. Lo sustituye su hijo Luis Somoza. Su hermano Anastasio se convierte en el jefe de la Guardia Nacional.
- 1956 – 1959: Más de 40 intentos fallidos de derrocar a Somoza. Los participantes son asesinados o encarcelados.
- 1961: Carlos Fonseca Amador forma el Frente Sandinista de Liberación Nacional.
- 1963: Luis Somoza muere de un infarto.
- 1967: Anastasio Somoza Debayle asume la presidencia tras reprimir duramente una manifestación pacífica de la oposición que intenta que renuncie al poder.
- 1972: Un terremoto destruye Managua matando a más de diez mil personas. Somoza se autodeclara presidente del Comité de Emergencia, robando la mayor parte de la ayuda económica donada por la comunidad internacional
- 1974: Somoza se elige de nuevo presidente. Un asalto del FSLN en casa de Chema Castillo logra la liberación de todos los presos políticos. Somoza declara el estado de prensa, ley marcial y la censura de prensa.
- 1975 – 1977: Se endurece la represión somocista. Cientos de campesinos son acusados de colaborar con el FSLN y son torturados, asesinados o lanzados vivos desde helicópteros. Muere Carlos Fonseca.
- 1975: El FSLN se divide en tres tendencias
- 1977: Se levanta el estado de sitio, la ley marcial y la censura de prensa. El FSLN logra victorias en San Carlos, Ocotal y Masaya.
- 1978: La dictadura asesina a Pedro Joaquín Chamorro, director del diario La Prensa.
- 1978 – 1979: Se extienden los levantamientos populares y se endurece la represión por parte de la dictadura. León, Matagalpa, Estelí, Chinandega, Diriamba y Managua son bombardeados por la Guardia Nacional. Se declara toque de queda y se reestablece el estado de sitio, la censura de prensa y la ley marcial.
- 1979: Triunfa la revolución sandinista. Somoza sale del país. El FSLN confisca todas sus propiedades.



- 1980: Campaña de reducción del analfabetismo en el país. Brigadas de voluntarios recorren las comunidades de todo el territorio nacional enseñando a leer y a escribir a los campesinos.
- 1982: Reagan y la CIA apoyan y subvencionan operaciones encubiertas contra Nicaragua que alimentan la contrarrevolución (Guardia Nacional en el exilio)
- 1983: Servicio Militar obligatorio
- 1984: La CIA mina los principales puertos. Reagan amenaza con una intervención militar directa
- 1985: Reagan embarga el país y cede más dinero a la Contra. Nicaragua ha de reajustar la economía y el país cae en la miseria.
- 1985 – 1989: La Contra invade el país apoyada por EEUU y se desata una cruenta guerra. Los nicaragüenses sufren racionamiento de productos básicos y cortes de suministro eléctrico.
- 1988: EEUU financia la campaña electoral de la oposición
- 1990: Se convocan elecciones y vence la coalición opositora al frente de Violeta Barrios Chamorro. Comienza la pacificación del país.
- 1990 – 2000: Se suceden gobiernos corruptos. Se vende el ferrocarril, las armas confiscadas tras la guerra y los dirigentes se apropian de los beneficios, así como de la ayuda internacional tras el Huracán Mitch. El índice de desarrollo humano (IDH de la ONU) cae en picado.
- 1999: El FSLN al mando de Daniel Ortega y el Partido Liberal al mando de Arnaldo Alemán pactan para promover un sistema bipartidista sin dejar espacio democrático al resto
- 2006: Daniel Ortega vence en las urnas
- 2010: A la espera de las elecciones de 2011 surge el dilema de si es legítima la reelección de Ortega.

ANEXO 3: FOTOGRAFÍAS DE LAS INSTALACIONES

INSTALACIÓN UBICADA EN LA UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



Figura 85: Vista frontal del colector del secadero de la UC3M



Figura 88: Vista general: colector más estructura de la cámara de secado



Figura 86: Vista lateral de la estructura que albergará la cámara del secadero



Figura 89: Vista de la ubicación de la sonda de hilo caliente y los termopares.

INSTALACIÓN UBICADA EN LA UNAN – FAREM DE ESTELÍ



Figura 87: Vista general de la instalación de la FAREM de Estelí.



Figura 90: Vista en detalle del colector solar



Figura 91: Vista del interior de la cámara de secado con carga.



Figura 92: Vista de la cubierta transparente del techo de la cámara de secado.



ANEXO 4: COMPARACIÓN DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA AL COLECTOR CON LA TEMPERATURA AMBIENTE

Datos recogidos el 12 de noviembre de 2010. Estelí

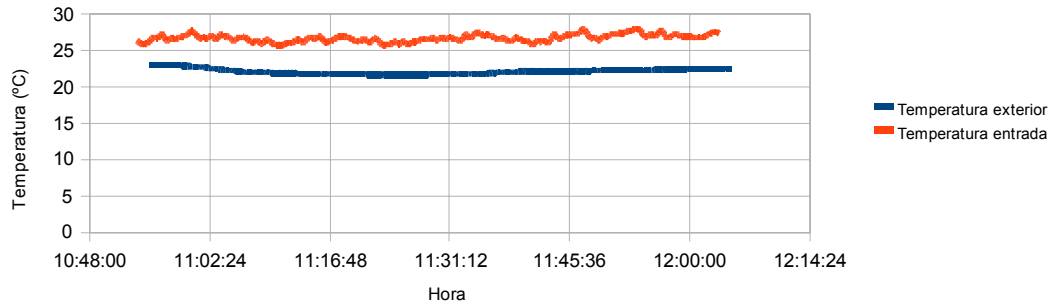


Figura 93: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 12/11/10

Datos recogidos el 17 de noviembre de 2010. Estelí

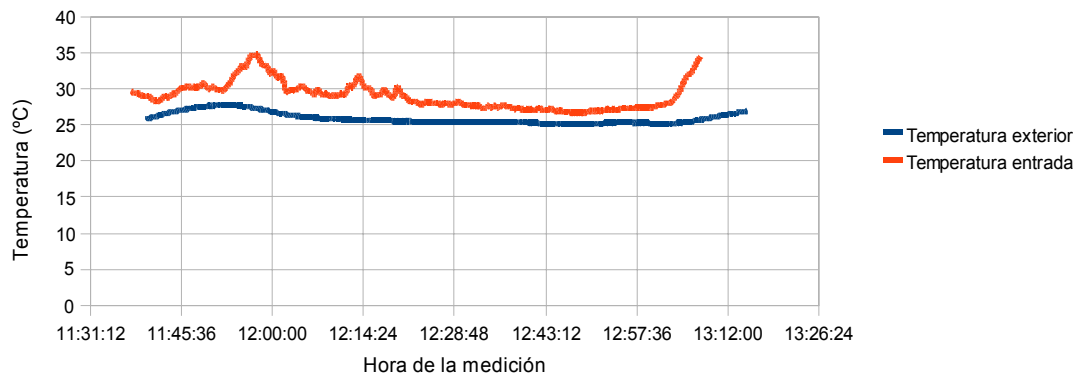


Figura 94: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 17/11/10

Datos recogidos el 29 de noviembre de 2010. Estelí

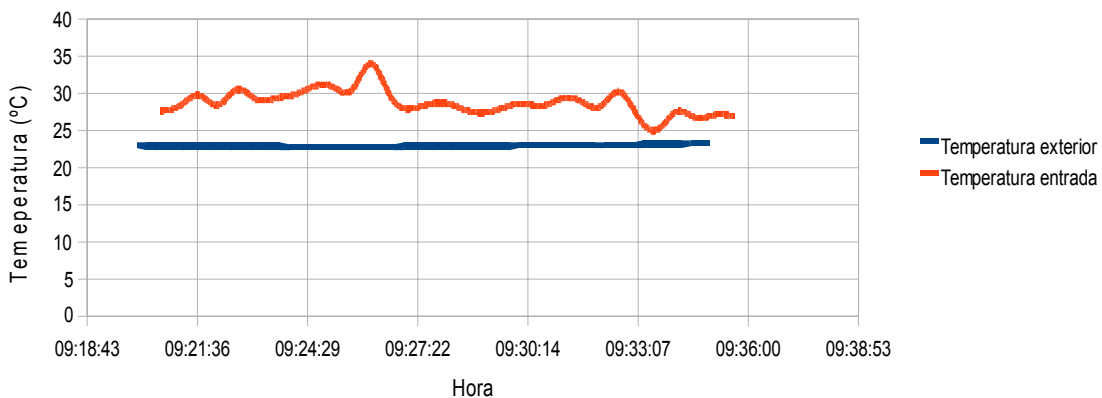


Figura 95: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 29/11/10



Datos recogidos el 12 de enero de 2011. Estelí

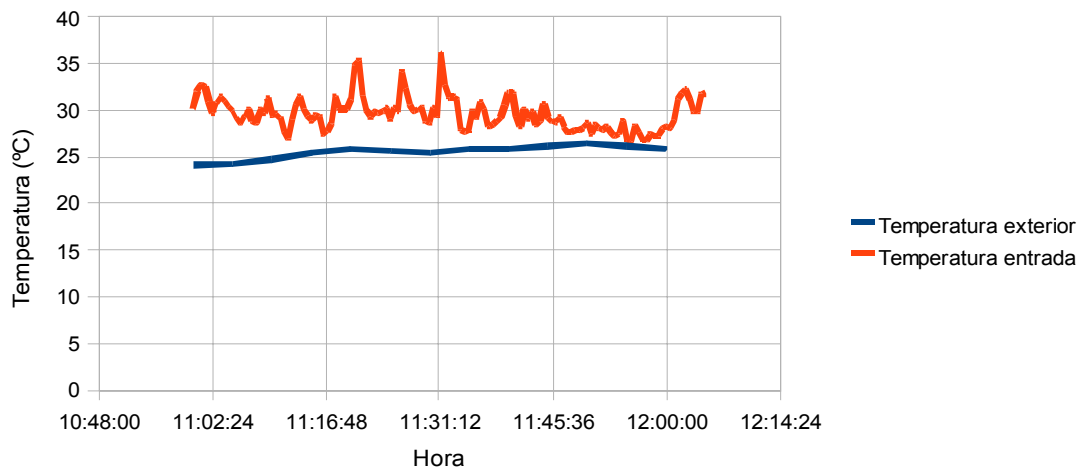


Figura 96: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Estelí. 12/01/11

Datos recogidos el 14 de octubre de 2010. Leganés

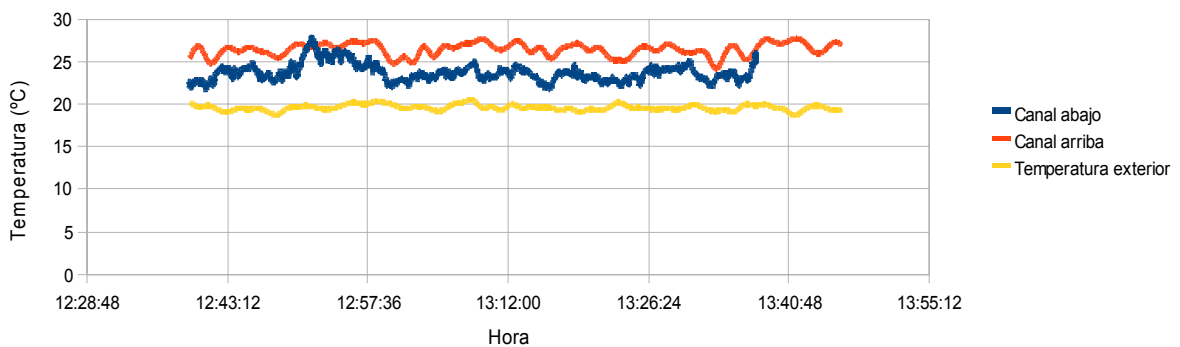


Figura 97: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés. 14/10/10

Datos recogidos el 19 de octubre de 2010. Leganés

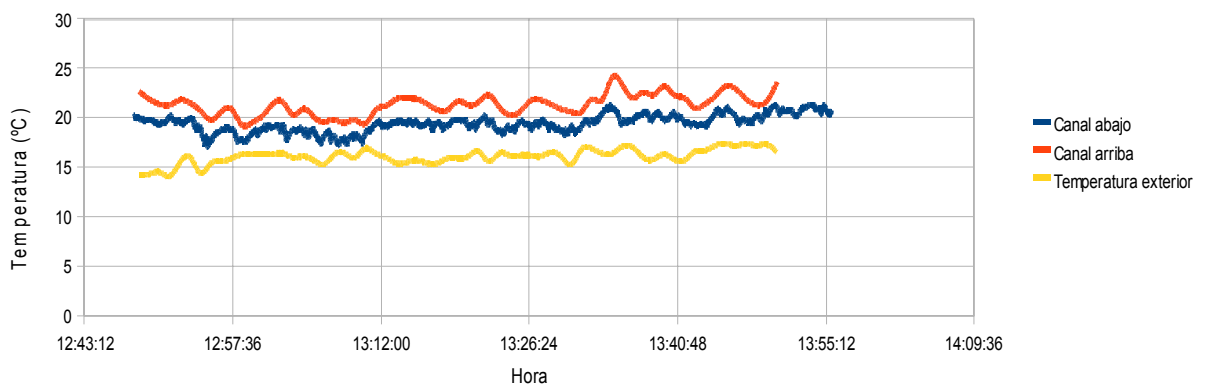
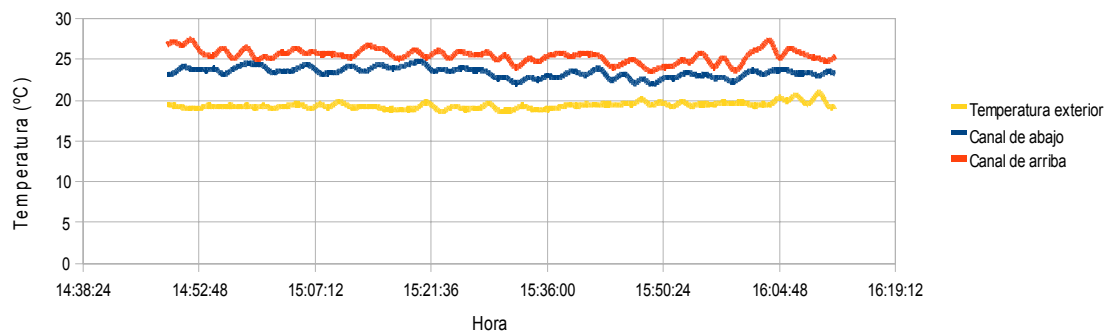


Figura 98: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés. 19/10/10

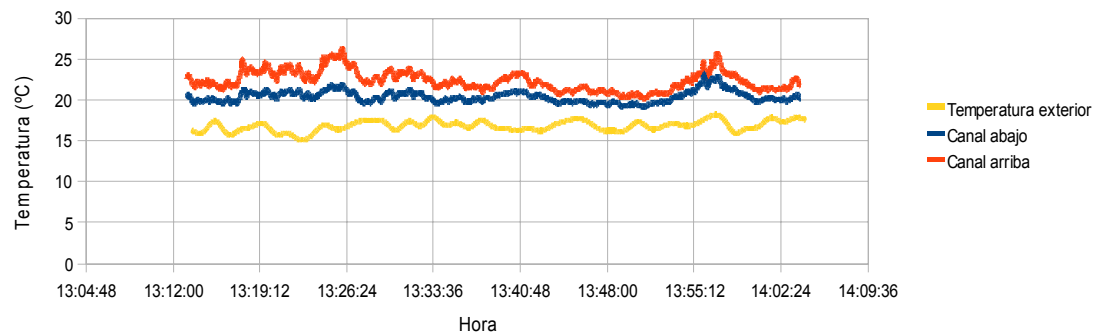


Datos recogidos el 21 de octubre de 2010. Leganés



**Figura 99: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés.
21/10/10**

Datos recogidos el 22 de octubre de 2010. Leganés



**Figura 100: Comparación entre las temperaturas de entrada y ambiente en Leganés.
22/10/10**



ANEXO 5: MODELO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO TERMOFLUIDODINÁMICO DEL COLECTOR DE UN CANAL

MODELO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO FLUIDOMECÁNICO DEL COLECTOR DE UN CANAL

DÍA: 11 DE ENERO DE 2011

LUGAR: ESTELÍ, NICARAGUA

1. DATOS DE ENTRADA:

1.1. DATOS AMBIENTALES:

Irradiación diaria (J/m^2)	$H := 14529300$
Temperatura ambiente (K):	$T_{amb} := 298.8$
Temperatura de entrada al colector (K)	$T_0 := T_{amb} + 4.5 = 303.3$
Velocidad del viento (m/s):	$v := 4 \cdot \frac{1000}{3600} = 1.111$
Humedad relativa	$HR := 0.578$

1.2. DATOS POSICIONALES:

Día del año:	$n := 11$
Hora local:	$h_{loc} := 12.00$
Latitud del lugar:	$\phi := 13.12deg$
Longitud del lugar:	$Lo := -86.355deg$
Diferencia horaria con Greenwich (hr):	$diff_h := -6$

1.3. DATOS DEL COLECTOR:

Ángulo del colector ($^\circ$):	$\alpha := 19deg$
Longitud del colector (m):	$L := 1$
Anchura del colector (m):	$W := 2$
Separación entre la placa y el cristal (m)	$s := 0.0762$
Espesor del cristal (m)	$e_g := 0.004$
Espesor del aislante (m):	$e_{ais} := 0.01$
Espesor de las paredes (m):	$e_w := 0.025$
Conductividad térmica del cristal ($W/m \cdot K$)	$k_g := 1$
Conductividad térmica de las paredes ($W/m \cdot K$)	$k_w := 0.13$
Conductividad térmica del aislante ($W/m \cdot K$)	$k_{ais} := 0.05$
Transmitancia del cristal (m^{-1}):	$\kappa := 10$
Coefficiente de refracción del cristal:	$\eta_{cristal} := 1.522$
Emitancia del colector:	$\varepsilon := 0.95$



1.4.DATOS DEL AIRE:

Calor específico del aire (J/kg·K):	$C_{p_{air}} := 1000$
Densidad del aire (kg/m ³):	$\rho_{air} := 1.024$
Coefficiente de refracción del aire:	$\eta_{air} := 1$
Número de Prandtl a 30°C	$Pr := 0.713$
Conductividad térmica del aire a 30°C (W/m·K)	$k_{air} := 0.027$
Viscosidad a 30°C (m ² /s):	$\nu_{air} := 1.67 \cdot 10^{-5}$

2. CÁLCULO DE LA IRRADIACIÓN EN EL COLECTOR

Constante de irradiación extraterrestre W/m ² :	$G_{sc} := 1367$
Declinación terrestre para el día n (°):	$\delta := 23.45 \deg \cdot \sin\left(360 \deg \cdot \frac{284 + n}{365}\right)$
Ángulo de salida del sol:	$\omega_s := \arccos(-\tan(\phi) \cdot \tan(\delta)) = 84.624 \deg$
Ángulo óptimo del colector:	$\beta_{optimo} := \phi - \delta = 35.018 \deg$

Irradiación diaria incidente sobre un plano horizontal (J/m²·día)

$$H_0 := \frac{24 \cdot 3600}{\pi} \cdot G_{sc} \cdot \left(1 + 0.033 \cos\left(360 \deg \cdot \frac{n}{365}\right)\right) \cdot \left(\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\omega_s) + \frac{\pi}{180} \cdot \omega_s \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\delta)\right)$$

$$H_0 = 3.483 \times 10^7$$

Excentricidad de la Tierra (desviación en horas):

$$E_n := 229.2 \left[0.000075 + 0.001868 \cos\left[\frac{360}{365} \cdot (n - 1) \cdot \deg\right] \dots \right. \\ \left. + -0.032077 \sin\left[\frac{360}{365} \cdot (n - 1) \cdot \deg\right] \dots \right. \\ \left. + -0.014615 \cos\left[\frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n - 1) \cdot \deg\right] - 0.04089 \sin\left[\frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n - 1) \cdot \deg\right] \right] \cdot \frac{1}{60} = -0.119$$

Longitud del meridiano de referencia para la zona horaria: $L_{std} := 15 \deg \cdot dif_h = -90 \deg$

Hora solar: $h_{sol} := h_{loc} + \left[\frac{24}{360} \cdot \frac{1}{\deg} \cdot (L_{std} - L_o) + E_n\right] = 11.638$

hora_{amanecer} := $12 - \omega_s \cdot \frac{24}{360 \deg} = 6.358$ hora_{atardecer} := $12.025 + \omega_s \cdot \frac{24}{360 \deg} = 17.667$

h_{loc.amanecer} := hora_{amanecer} + $\left[\frac{24}{360} \cdot \frac{1}{\deg} \cdot (L_{std} - L_o) + E_n\right] = 5.996$

h_{loc.atardecer} := hora_{atardecer} + $\left[\frac{24}{360} \cdot \frac{1}{\deg} \cdot (L_{std} - L_o) + E_n\right] = 17.305$

Ángulo solar (azimutal): $\omega := (h_{sol} - 12) \cdot \frac{360 \deg}{24}$



Cálculo de la irradiación en el plano horizontal:

$$x := 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 60)$$

$$y := 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_s - 60)$$

$$r_t := \frac{\pi}{24 \cdot 3600} \cdot (x + y \cdot \cos(\omega)) \cdot \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \pi \cdot \frac{\omega_s}{180} \cdot \cos(\omega_s)}$$

$$I := \begin{cases} r_t \cdot H & \text{if } h_{\text{loc.amanecer}} < h_{\text{loc}} < h_{\text{loc.atardecer}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (\text{Irradiación en W/m}^2)$$

Índice de transparencia atmosférica: $k_T := \frac{H}{H_0} = 0.417$

Cálculo de irradiación directa, difusa y reflejada:

$$d_1 := \begin{cases} 1 - 0.2727k_T + 2.4495k_T^2 - 11.9514k_T^3 + 9.3879k_T^4 & \text{if } k_T < 0.715 \\ 0.143 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$d_2 := \begin{cases} 1 + 0.2832k_T - 2.5557k_T^2 + 0.8448k_T^3 & \text{if } k_T < 0.722 \\ 0.143 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$d := \begin{cases} d_1 & \text{if } \omega_s \leq 81.4^\circ \\ d_2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Irradiancia difusa (W/m²) $I_{\text{dif}} := d \cdot I = 367.316$

Irradiancia directa (W/m²) $I_D := I - I_{\text{dif}} = 132.568$

La irradiancia reflejada por los alrededores se considera 1/4 de la total, se emplea la constante de proporcionalidad r_g :

$$r_g := 0.25$$

Indidencia del sol: $R_b := \frac{\cos(\phi - \alpha) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi - \alpha) \cdot \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)}$

Irradiancia total en el colector (W/m²):

$$I_T := I_D \cdot R_b + I_{\text{dif}} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\alpha)}{2} \right) + I \cdot r_g \cdot \left(\frac{1 - \cos(\alpha)}{2} \right) = 528.025$$

Irradiación media (W/m²):

Directa: $I_{TD} := I_D \cdot R_b = 167.311$

Difusa: $I_{Tdif} := I_{\text{dif}} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\alpha)}{2} \right) = 357.31$

Reflejada: $I_{Tref} := I \cdot 0.25 \cdot \left(\frac{1 - \cos(\alpha)}{2} \right) = 3.404$



A continuación se calcula las componentes directa, difusa y reflejada de la transmitancia y absorbancia del cristal.

La componente directa de la transmitancia se calcula como el producto:

$$t_D = t_{abs.D} \cdot t_{ref.D}$$

Donde $t_{abs.D}$ denota la irradiación transmitida frente a la incidente, teniendo solo en cuenta pérdidas por absorción, y $t_{ref.D}$ denota la transmitancia de irradiación no polarizada, teniendo en cuenta solo pérdidas por reflexión.

Ángulo de incidencia: $\theta_{1,D} := \arccos(\sin(\phi - \alpha) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi - \alpha) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega))$

$$\theta_{1,D} := \begin{cases} 90\text{deg} & \text{if } \theta_{1,D} > 90\text{deg} \\ \theta_{1,D} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Ángulo de refracción:

$$\theta_{2,D} := \begin{cases} 90\text{deg} & \text{if } \left[\left(\frac{\eta_{\text{cristal}}}{\eta_{\text{air}}} \cdot \sin(\theta_{1,D}) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} > 1 \\ \arcsin\left(\frac{\eta_{\text{cristal}}}{\eta_{\text{air}}} \cdot \sin(\theta_{1,D}) \right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\tau_{abs.D} := \exp\left(\frac{-\kappa \cdot e_g}{\cos(\theta_{2,D})} \right) = 0.956$$

Componente perpendicular:

$$r_{per} := \left(\frac{\sin(\theta_{2,D} - \theta_{1,D})}{\sin(\theta_{2,D} + \theta_{1,D})} \right)^2$$

Componente paralela:

$$r_{par} := \left(\frac{\tan(\theta_{2,D} - \theta_{1,D})}{\tan(\theta_{2,D} + \theta_{1,D})} \right)^2$$

$$\tau_{ref.D} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - r_{par}}{1 + r_{par}} + \frac{1 - r_{per}}{1 + r_{par}} \right) = 0.928$$

Componente directa de la transmitancia del cristal:

$$\tau_D := \tau_{abs.D} \cdot \tau_{ref.D} = 0.887$$

Para el cálculo de las componentes difusa y reflejada utilizamos, en lugar del ángulo del colector, los siguientes ángulos:

$$\theta_{dif} := 59.7\text{deg} - 0.1388\alpha + 0.001497 \frac{1}{\text{deg}} \cdot \alpha^2 = 57.603\text{deg}$$

$$\theta_{ref} := 90\text{deg} - 0.5788\alpha + 0.002693 \frac{1}{\text{deg}} \cdot \alpha^2 = 79.975\text{deg}$$

Cálculo de las componentes difusa y reflejada de la transmitancia. Se procede de igual manera a excepción del cambio del ángulo antes mencionado:

$$\theta_{1,dif} := \arccos(\sin(\phi - \theta_{dif}) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi - \theta_{dif}) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) = 23.024\text{deg}$$

$$\theta_{1,dif} := \begin{cases} 90\text{deg} & \text{if } \theta_{1,dif} > 90\text{deg} \\ \theta_{1,dif} & \text{otherwise} \end{cases}$$



$$\theta_{1.ref} := \arccos(\sin(\phi - \theta_{ref}) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi - \theta_{ref}) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) = 45.089 \text{ deg}$$

$$\theta_{1.ref} := \begin{cases} 90 \text{ deg} & \text{if } \theta_{1.ref} > 90 \text{ deg} \\ \theta_{1.ref} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Difusa :

$$\theta_{2.dif} := \begin{cases} 90 \text{ deg} & \text{if } \frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.dif}) > 1 \\ \arcsin\left(\frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.dif})\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\tau_{abs.dif} := \exp\left(\frac{-\kappa \cdot e_g}{\cos(\theta_{2.dif})}\right) = 0.951$$

$$r_{per.dif} := \left(\frac{\sin(\theta_{2.dif} - \theta_{1.dif})}{\sin(\theta_{2.dif} + \theta_{1.dif})}\right)^2 \quad r_{par.dif} := \left(\frac{\tan(\theta_{2.dif} - \theta_{1.dif})}{\tan(\theta_{2.dif} + \theta_{1.dif})}\right)^2$$

$$\tau_{ref.dif} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - r_{par.dif}}{1 + r_{par.dif}} + \frac{1 - r_{per.dif}}{1 + r_{par.dif}}\right) = 0.935$$

$$\tau_{dif} := \tau_{abs.dif} \cdot \tau_{ref.dif} = 0.889$$

Reflejada

$$\theta_{2.ref} := \begin{cases} 90 \text{ deg} & \text{if } \left[\left(\frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.ref})\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} > 1 \\ \arcsin\left(\frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.ref})\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\tau_{abs.ref} := \exp\left(\frac{-\kappa \cdot e_g}{\cos(\theta_{2.ref})}\right) = 0$$

Componente perpendicular

$$r_{per.ref} := \left(\frac{\sin(\theta_{2.ref} - \theta_{1.ref})}{\sin(\theta_{2.ref} + \theta_{1.ref})}\right)^2$$

$$\tau_{ref.ref} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - r_{par.ref}}{1 + r_{par.ref}} + \frac{1 - r_{per.ref}}{1 + r_{par.ref}}\right)$$

$$\tau_{ref} := \tau_{abs.dif} \cdot \tau_{ref.dif} = 0.889$$

Componente paralela

$$r_{par.ref} := \left(\frac{\tan(\theta_{2.ref} - \theta_{1.ref})}{\tan(\theta_{2.ref} + \theta_{1.ref})}\right)^2$$



Cálculo de la absorbancia:

$$a_{g,D} := 1 - \tau_{abs,D} \quad a_{g,dif} := 1 - \tau_{abs,dif} \quad a_{g,ref} := 1 - \tau_{abs,ref}$$

Irradiancia total que llega al colector (W/m^2):

$$\tau_{I,T} := \tau_D \cdot I_{TD} + \tau_{dif} \cdot I_{Tdif} + \tau_{ref} \cdot I_{Tref} = 469.212$$

Irradiancia que absorbe el cristal (W/m^2):

$$I_{a_g,T} := a_{g,D} \cdot I_{TD} + a_{g,dif} \cdot I_{Tdif} + a_{g,ref} \cdot I_{Tref} = 28.05$$

3. BALANCE ENERGÉTICO

Se presenta un sistema de 8 ecuaciones con 8 incógnitas que corresponden a las temperaturas de la placa, cristal y salida del colector, velocidades de las dos capas límite, coeficientes de convección en la placa y en el cristal y espesor de la capa límite superior

3.1 DATOS DE ENTRADA AL SISTEMA

Área del cristal (m^2):

$$A_g := L \cdot W = 2$$

Área de paso de la corriente (m^2):

$$A_{gap} := s \cdot W = 0.152$$

Área vertical de las paredes (m^2):

$$A_{wv} := s \cdot L = 0.076$$

Área horizontal de las paredes (m^2):

$$A_{wh} := e_w \cdot L = 0.025$$

Área de la placa (m^2):

$$A_{bw} := A_g - 2 \cdot A_{wh} = 1.95$$

Constante de Boltzman ($W/m^2 \cdot K^4$)

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8}$$

Coeficiente de convección exterior, por efecto del viento ($W/m^2 \cdot K$): $h := 5.7 + 3.4 v = 9.478$

Coeficientes globales de transferencia de calor a través de las paredes, calor procedente de la corriente de aire: ($W/m^2 \cdot K$):

$$U_{wh} := \frac{1}{\frac{e_w}{k_w} + \frac{1}{h}} = 3.358$$

Coeficiente global de transferencia de calor a través del cristal ($W/m^2 \cdot K$):

$$U_g := \frac{1}{\frac{e_g}{k_g} + \frac{1}{h}} = 9.132$$

Coeficiente global de transferencia de calor a través de las paredes, desde la placa, hacia el cristal: ($W/m^2 \cdot K$)

$$U_{wv} := \frac{1}{\frac{s}{k_w} + \frac{e_g}{k_g} + \frac{1}{h}} = 1.437$$

Coeficiente global de transferencia de calor a través del aislante ($W/m^2 \cdot K$):

$$U_{bw} := \frac{1}{\frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{1}{h}} = 3.273$$

Coeficiente de expansión térmica ($1/K$)

$$\beta := \frac{1}{300}$$

Absorbancia de la placa

$$abs := 0.95$$



3.2 INCÓGNITAS

Se les asigna un valor de prueba para la resolución del sistema:

Temperatura de la placa (K):	$T_{bw} := 340$
Temperatura del cristal (K):	$T_g := 310$
Temperatura de salida (K)	$T_{out} := 305$
Velocidad media del aire pegado al cristal (m/s):	$u_g := 0.5$
Velocidad media del aire pegado a la placa (m/s)	$u_{bw} := 0.5$
Coefficiente de convección entre la placa y el aire ($W/m^2 \cdot K$):	$h_{bw} := 5$
Coefficiente de convección entre el cristal ($W/m^2 \cdot K$)	$h_g := 10$
Espesor de capa límite en el cristal:	$\delta_g := 0.003 \quad \delta_{bw} := 0.003$

3.3 SISTEMA

Dado

ECUACIÓN 1: Balance energético en la placa:

$$\text{abs} \cdot \tau \cdot I_T \cdot A_{bw} = U_{bw} \cdot A_{bw} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) + h_{bw} \cdot A_{bw} \cdot \left[\frac{[(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})]}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out})} \right]} \right] \dots$$

$$+ \left[\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) \cdot A_{bw} + U_{wv} \cdot 2 \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \right]$$

ECUACIÓN 2: Balance energético en el cristal:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) + I_{a_g} \cdot T = h_g \cdot \left[\frac{[(T_g - T_0) - (T_g - T_{out})]}{\ln \left[\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out})} \right]} \right] + U_g \cdot (T_g - T_{amb})$$

ECUACIÓN 3: Balance energético en la corriente de aire:

$$h_{bw} \cdot A_{bw} \cdot \left[\frac{[(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})]}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out})} \right]} \right] \dots = C_{p_{air}} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{bw} \cdot \delta_{bw} + u_g \cdot \delta_g) \cdot W \cdot (T_{out} - T_0) \dots$$

$$+ U_{wh} \cdot 2A_{wv} \cdot \left[\frac{[(T_{amb} - T_0) - (T_{amb} - T_{out})]}{\ln \left[\frac{(T_{amb} - T_0)}{(T_{amb} - T_{out})} \right]} \right]$$

$$+ h_g \cdot A_g \cdot \left[\frac{[(T_g - T_0) - (T_g - T_{out})]}{\ln \left[\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out})} \right]} \right]$$

ECUACIÓN 4. Velocidad de la capa límite asociada a la placa:

$$u_{bw} = \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \left[\frac{[(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out})]}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out})} \right]} \right] \right]^{\frac{1}{2}}$$



ECUACIÓN 5. Velocidad de la capa límite asociada al cristal:

$$u_g = \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \frac{\left[(T_g - T_0) - (T_g - T_{out}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out})} \right]} \right]^{\frac{1}{2}}$$

ECUACIÓN 6: Coeficiente de convección entre el cristal y el aire:

$$h_g = \frac{k_{air}}{s} \cdot 0.645 \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_g - T_{amb}) \cdot (s)^3 \cdot \frac{s}{L} \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

ECUACIÓN 7: Coeficiente de convección entre la placa y el aire:

$$h_{bw} = \frac{k_{air}}{s} \cdot 0.645 \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \cdot (s)^3 \cdot \frac{s}{L} \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

ECUACIÓN 8: Espesor de la capa límite asociada al cristal:

$$\delta_g = L \cdot 4.92 \left(\frac{L \cdot u_g}{v_{air}} \right)^{\frac{-1}{2}}$$

ECUACIÓN 9: Espesor de la capa límite asociada a la placa:

$$\delta_{bw} = L \cdot 4.92 \left(\frac{L \cdot u_{bw}}{v_{air}} \right)^{\frac{-1}{2}}$$

4. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA

Se emplea la función Minerr para evitar errores de convergencia:

$$M := \text{Minerr}(T_{out}, T_{bw}, T_g, u_{bw}, u_g, h_{bw}, h_g, \delta_g, \delta_{bw})$$

$$\begin{array}{lll} T_{out} := M_0 = 308.498 & u_{bw} := M_3 = 0.621 & h_{bw} := M_5 = 3.229 \\ T_{bw} := M_1 = 342.251 & u_g := M_4 = 0.363 & h_g := M_6 = 2.649 \\ T_g := M_2 = 318.501 & \delta_g := M_7 = 0.033 & \end{array} \quad M = \begin{pmatrix} 308.498 \\ 342.251 \\ 318.501 \\ 0.621 \\ 0.363 \\ 3.229 \\ 2.649 \\ 0.033 \\ 0.026 \end{pmatrix}$$



5. CÁLCULO DEL RESTO DE PARÁMETROS DE LA CORRIENTE

5.1 CAPA LÍMITE EN LA PLACA

Número de Reynolds: $Re_{bw} := \frac{L \cdot u_{bw}}{v_{air}} = 37200.34282$

Espesor capa límite térmica: $\delta_{t,bw} := \frac{L}{\frac{1}{0.33 \cdot Re_{bw}^2} \cdot \frac{1}{Pr^3}} = 0.018$

Espesor capa límite dinámica: $\delta_{bw} := L \cdot 4.92 \cdot Re_{bw}^{\frac{-1}{2}} = 0.026$

Número de Rayleigh: $Ra_{bw,s} := 9.8 \cdot \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \cdot s^3 \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} = 5.227 \times 10^5$

5.2 CAPA LÍMITE EN EL CRISTAL

Número de Reynolds: $Re_g := \frac{L \cdot u_g}{v_{air}} = 21763.938018$

Espesor capa límite térmica: $\delta_{t,g} := \frac{L}{\frac{1}{0.33 \cdot Re_g^2} \cdot \frac{1}{Pr^3}} = 0.023$

Espesor capa límite dinámica: $\delta_g := L \cdot 4.92 \cdot Re_g^{\frac{-1}{2}} = 0.033$

Número de Rayleigh: $Ra_{g,s} := 9.8 \cdot \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_g - T_{amb}) \cdot s^3 \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} = 2.37 \times 10^5$

6. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR:

Eficiencia del colector: $\eta := \begin{cases} \frac{C_{p,air} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{bw} \cdot \delta_{bw} + u_g \cdot \delta_g) \cdot W \cdot (T_{out} - T_0)}{I_T \cdot L \cdot W} & \text{if } I_T > 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$

$\eta = 0.282$



7. CÁLCULOS DE HUMEDAD

Humedad ambiente	$HR = 0.578$
Temperatura ambiente (K)	$T_{amb} = 298.8$
Temperatura de salida del colector (K)	$T_{out} = 308.498$
Presión saturación referencia (Pa)	$P_{s.ref} := 3170$
Temperatura de referencia (K)	$T_{ref} := 298$
Entalpía de cambio de fase (J/kg):	$h_{lv} := 2442.4$
Masa molar vapor (kg/kmol)	$M_v := 18$
Constante de los gases (J/kmol·K)	$R_v := 8.31$
Presión de saturación ambiente	$P_{s.amb} := P_{s.ref} \cdot \exp \left[- \left(\frac{h_{lv} \cdot M_v}{R_v} \right) \cdot \left(\frac{1}{T_{amb}} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \right]$
Presión de saturación a la salida del colector	$P_{s.out} := P_{s.ref} \cdot \exp \left[- \left(\frac{h_{lv} \cdot M_v}{R_v} \right) \cdot \left(\frac{1}{T_{out}} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \right]$
Humedad relativa a la salida del colector	$HR_{out} := HR \cdot \frac{P_{s.amb}}{P_{s.out}} \quad HR_{out} = 0.331$

8. RESULTADOS

Temperatura a la salida de la corriente (°C):	$T_{out} := T_{out} - 273 = \blacksquare$
Temperatura de la placa (°C):	$T_{bw} := T_{bw} - 273 = 69.251$
Temperatura del cristal (°C):	$T_g := T_g - 273 = 45.501$
Coeficiente de convección en la placa (W/K·m²):	$h_{bw} = 3.229$
Coeficiente de convección en el cristal (W/K·m²):	$h_g = 2.649$
Velocidad de la capa límite en la placa (m/s):	$u_{bw} = 0.621$
Velocidad de la capa límite en el cristal (m/s):	$u_g = 0.363$
Espesor de la capa límite hidrodinámica en la placa (m):	$\delta_{bw} = 0.026$
Espesor de la capa límite térmica en la placa (m):	$\delta_{t.bw} = 0.018$
Espesor de la capa límite hidrodinámica en el cristal (m):	$\delta_g = 0.033$
Espesor de la capa límite térmica en el cristal (m):	$\delta_{t.g} = 0.023$
Número de Reynolds de la corriente de la placa:	$Re_{bw} = 3.72 \times 10^4$
Número de Reynolds de la corriente del cristal:	$Re_g = 2.176 \times 10^4$
Número de Rayleigh de la corriente de la placa:	$Ra_{bw.s} = 5.227 \times 10^5$
Número de Rayleigh de la corriente del cristal:	$Ra_{g.s} = 2.37 \times 10^5$
Humedad relativa de la corriente a la salida del colector:	$HR_{out} = 0.331$
RENDIMIENTO DEL COLECTOR:	$\eta = 0.282$



ANEXO 6: MODELO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO TERMOFLUIDODINÁMICO DEL COLECTOR DE DOS CANAL

MODELO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO FLUIDOMECÁNICO DEL COLECTOR DE DOS CANALES

DÍA: 20 DE OCTUBRE DE 2010

LUGAR: LEGANÉS, ESPAÑA

1. DATOS DE ENTRADA:

1.1. DATOS AMBIENTALES:

Irradiación diaria (J/m^2)	$H := 24230580$
Temperatura ambiente (K):	$T_{\text{amb}} := 18.5 + 273 = 291.5$
Temperatura de entrada al colector (K)	$T_0 := T_{\text{amb}} + 4.5$
Velocidad del viento (m/s):	$v := 1.1 \cdot \frac{1000}{3600} = 0.306$
Humedad relativa	$HR := 0.17$

1.2. DATOS POSICIONALES:

Día del año:	$n := 293$
Hora local:	$h_{\text{loc}} := 13.5$
Latitud del lugar:	$\phi := 40.33\text{deg}$
Longitud del lugar:	$Lo := -3.77\text{deg}$
Diferencia horaria con Greenwich (hr):	$\text{dif}_h := 0$

1.3. DATOS DEL COLECTOR:

Ángulo del colector ($^\circ$):	$\alpha := 30\text{deg}$
Longitud del colector (m):	$L := 2$
Anchura del colector (m):	$W := 1.5$
Separación entre la placa y el cristal (m)	$s_1 := 0.035$ $s_2 := 0.035$
Espesor del cristal (m)	$e_g := 0.01$
Espesor del aislante (m):	$e_{\text{ais}} := 0.004$
Espesor de las paredes (m):	$e_w := 0.035$
Conductividad térmica del cristal ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	$k_g := 1$
Conductividad térmica de las paredes ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	$k_w := 209$
Conductividad térmica del aislante ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	$k_{\text{ais}} := 0.25$
Transmitancia del cristal (m^{-1}):	$\kappa := 10$
Coeficiente de refracción del cristal:	$\eta_{\text{cristal}} := 1.522$
Emitancia del colector:	$\varepsilon := 0.95$



1.4.DATOS DEL AIRE:

Calor específico del aire (J/kg·K):	$C_{p_{air}} := 1000$
Densidad del aire (kg/m ³):	$\rho_{air} := 1$
Coeficiente de refracción del aire:	$\eta_{air} := 1$
Número de Prandtl a 30°C	$Pr := 0.713$
Conductividad térmica del aire a 30°C (W/m·K)	$k_{air} := 0.027$
Viscosidad a 30°C (m ² /s):	$\nu_{air} := 1.67 \cdot 10^{-5}$

2. CÁLCULO DE LA IRRADIACIÓN EN EL COLECTOR

Constante de irradiación extraterrestre W/m ² :	$G_{sc} := 1367$
Declinación terrestre para el día n (°):	$\delta := 23.45 \deg \cdot \sin \left(360 \deg \cdot \frac{284 + n}{365} \right)$
Ángulo de salida del sol:	$\omega_s := \arccos(-\tan(\phi) \cdot \tan(\delta)) = 80.141 \deg$
Ángulo óptimo del colector:	$\beta_{optimo} := \phi - \delta = 51.733 \deg$

Irradiación diaria incidente sobre un plano horizontal (J/m²·día)

$$H_0 := \frac{24 \cdot 3600}{\pi} \cdot G_{sc} \cdot \left(1 + 0.033 \cos \left(360 \deg \cdot \frac{n}{365} \right) \right) \cdot \left(\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\omega_s) + \frac{\pi}{180} \cdot \omega_s \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) \right)$$

$$H_0 = 2.786 \times 10^7$$

Excentricidad de la Tierra (desviación en horas):

$$E_n := 229.2 \left[0.000075 + 0.001868 \cos \left[\frac{360}{365} \cdot (n-1) \cdot \deg \right] - 0.032077 \sin \left[\frac{360}{365} \cdot (n-1) \cdot \deg \right] + \dots \right] \cdot \frac{1}{60}$$

$$+ \left[-0.014615 \cos \left[\frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n-1) \cdot \deg \right] - 0.04089 \sin \left[\frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n-1) \cdot \deg \right] \right]$$

$$E_n = 0.256$$

Longitud del meridiano de referencia para la zona horaria: $L_{std} := -15 \deg \cdot dif_h = 0 \deg$

$$\text{Hora solar: } h_{sol} := h_{loc} + \left[\frac{24}{360} \cdot \frac{1}{\deg} \cdot (L_{std} - Lo) + E_n \right] - 1 - 1 \cdot (85 < n < 302) = 12.007$$

$$hora_{amanecer} := 12 - \omega_s \cdot \frac{24}{360 \deg} = 6.657 \quad hora_{atardecer} := 12.025 + \omega_s \cdot \frac{24}{360 \deg} = 17.368$$

$$h_{loc.amanecer} := hora_{amanecer} + \left[\frac{24}{360} \cdot \frac{1}{\deg} \cdot (L_{std} - Lo) + E_n \right] = 7.165$$

$$h_{loc.atardecer} := hora_{atardecer} + \left[\frac{24}{360} \cdot \frac{1}{\deg} \cdot (L_{std} - Lo) + E_n \right] = 17.875$$

$$\text{Ángulo solar (azimutal): } \omega := (h_{sol} - 12) \cdot \frac{360 \deg}{24} = 0.11 \deg$$



Ángulo solar (azimutal):
$$\omega := (h_{sol} - 12) \cdot \frac{360deg}{24} = 0.11 \cdot deg$$

Cálculo de la irradiación en el plano horizontal:

$$x := 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 60)$$

$$y := 0.6609 - 0.4767 \sin(\omega_s - 60)$$

$$r_t := \frac{\pi}{24 \cdot 3600} \cdot (x + y \cdot \cos(\omega)) \cdot \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \pi \cdot \frac{\omega_s}{180} \cdot \cos(\omega_s)}$$

(Irradiación en W/m²)

$$I := \begin{cases} r_t \cdot H & \text{if } h_{loc.amanecer} < h_{loc} < h_{loc.atardecer} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Índice de transparencia atmosférica:
$$k_T := \frac{H}{H_0} = 0.87$$

Cálculo de irradiación directa, difusa y reflejada:

$$d_1 := \begin{cases} 1 - 0.2727k_T + 2.4495k_T^2 - 11.9514k_T^3 + 9.3879k_T^4 & \text{if } k_T < 0.715 \\ 0.143 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$d_2 := \begin{cases} 1 + 0.2832k_T - 2.5557k_T^2 + 0.8448k_T^3 & \text{if } k_T < 0.722 \\ 0.143 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$d := \begin{cases} d_1 & \text{if } \omega_s \leq 81.4deg \\ d_2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Irradiancia difusa (W/m²)
$$I_{dif} := d \cdot I = 111.524$$

Irradiancia directa (W/m²)
$$I_D := I - I_{dif} = 668.367$$

La irradiancia reflejada por los alrededores se considera 1/4 de la total, se emplea la constante de proporcionalidad r_g :
$$r_g := 0.25$$

Indidencia del sol:
$$R_b := \frac{\cos(\phi - \alpha) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi - \alpha) \cdot \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \sin(\delta)}$$

Irradiancia total en el colector (W/m²):

$$I_T := I_D \cdot R_b + I_{dif} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\alpha)}{2} \right) + I \cdot r_g \cdot \left(\frac{1 - \cos(\alpha)}{2} \right) = 1140.547$$

Irradiación media (W/m²):

Directa:
$$I_{TD} := I_D \cdot R_b = 1023.433$$

Difusa:
$$I_{Tdif} := I_{dif} \cdot \left(\frac{1 + \cos(\alpha)}{2} \right) = 104.054$$

Reflejada:
$$I_{Tref} := I \cdot 0.25 \cdot \left(\frac{1 - \cos(\alpha)}{2} \right) = 13.061$$



A continuación se calcula las componentes directa, difusa y reflejada de la transmitancia y absorbancia del cristal.

La componente directa de la transmitancia se calcula como el producto:

$$\tau_{D,D} = \tau_{abs,D} \cdot \tau_{ref,D}$$

Donde $\tau_{abs,D}$ denota la irradiación transmitida frente a la incidente, teniendo solo en cuenta pérdidas por absorción, y $\tau_{ref,D}$ denota la transmitancia de irradiación no polarizada, teniendo en cuenta solo pérdidas por reflexión.

Ángulo de incidencia: $\theta_{1,D} := \arccos(\sin(\phi - \alpha) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi - \alpha) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) = 21.733 \text{ deg}$

$$\theta_{1,D} := \begin{cases} 90 \text{ deg} & \text{if } \theta_{1,D} > 90 \text{ deg} \\ \theta_{1,D} & \text{otherwise} \end{cases} \quad \theta_{1,D} = 21.733 \text{ deg}$$

Ángulo de refracción:

$$\theta_{2,D} := \begin{cases} 90 \text{ deg} & \text{if } \left[\left(\frac{\eta_{\text{cristal}}}{\eta_{\text{air}}} \cdot \sin(\theta_{1,D}) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} > 1 \\ \arcsin \left(\frac{\eta_{\text{cristal}}}{\eta_{\text{air}}} \cdot \sin(\theta_{1,D}) \right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\tau_{abs,D} := \exp \left(\frac{-\kappa \cdot e_g}{\cos(\theta_{2,D})} \right) = 0.886$$

Componente perpendicular:

Componente paralela:

$$r_{\text{per}} := \left(\frac{\sin(\theta_{2,D} - \theta_{1,D})}{\sin(\theta_{2,D} + \theta_{1,D})} \right)^2 \quad r_{\text{par}} := \left(\frac{\tan(\theta_{2,D} - \theta_{1,D})}{\tan(\theta_{2,D} + \theta_{1,D})} \right)^2$$

$$\tau_{ref,D} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - r_{\text{par}}}{1 + r_{\text{par}}} + \frac{1 - r_{\text{per}}}{1 + r_{\text{par}}} \right) = 0.933$$

Componente directa de la transmitancia del cristal:

$$\tau_D := \tau_{abs,D} \cdot \tau_{ref,D} = 0.827$$

Para el cálculo de las componentes difusa y reflejada utilizamos, en lugar del ángulo del colector, los siguientes ángulos:

$$\theta_{\text{dif}} := 59.7 \text{ deg} - 0.1388\alpha + 0.001497 \frac{1}{\text{deg}} \cdot \alpha^2 = 56.883 \text{ deg}$$

$$\theta_{\text{ref}} := 90 \text{ deg} - 0.5788\alpha + 0.002693 \frac{1}{\text{deg}} \cdot \alpha^2 = 75.06 \text{ deg}$$

Cálculo de las componentes difusa y reflejada de la transmitancia. Se procede de igual manera a excepción del cambio del ángulo antes mencionado:

$$\theta_{1,\text{dif}} := \arccos(\sin(\phi - \theta_{\text{dif}}) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi - \theta_{\text{dif}}) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) = 5.151 \text{ deg}$$



$$\theta_{1.dif} := \begin{cases} (90\text{deg}) & \text{if } \theta_{1.dif} > 90\text{deg} \\ \theta_{1.dif} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\theta_{1.ref} := \arccos(\sin(\phi - \theta_{ref}) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi - \theta_{ref}) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) = 23.327\text{deg}$$

$$\theta_{1.ref} := \begin{cases} (90\text{deg}) & \text{if } \theta_{1.ref} > 90\text{deg} \\ \theta_{1.ref} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Difusa :

$$\theta_{2.dif} := \begin{cases} (90\text{deg}) & \text{if } \frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.dif}) > 1 \\ \arcsin\left(\frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.dif})\right) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\tau_{abs.dif} := \exp\left(\frac{-\kappa \cdot e_g}{\cos(\theta_{2.dif})}\right) = 0.904$$

Componente perpendicular

Componente paralela

$$r_{per.dif} := \left(\frac{\sin(\theta_{2.dif} - \theta_{1.dif})}{\sin(\theta_{2.dif} + \theta_{1.dif})}\right)^2 \quad r_{par.dif} := \left(\frac{\tan(\theta_{2.dif} - \theta_{1.dif})}{\tan(\theta_{2.dif} + \theta_{1.dif})}\right)^2$$

$$\tau_{ref.dif} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - r_{par.dif}}{1 + r_{par.dif}} + \frac{1 - r_{per.dif}}{1 + r_{per.dif}}\right) = 0.919$$

$$\tau_{dif} := \tau_{abs.dif} \cdot \tau_{ref.dif} = 0.831$$

Reflejada

$$\theta_{2.ref} := \begin{cases} 90\text{deg} & \text{if } \left[\left(\frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.ref})\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} > 1 \\ \arcsin\left(\frac{\eta_{cristal}}{\eta_{air}} \cdot \sin(\theta_{1.ref})\right) & \text{otherwise} \end{cases} \quad \theta_{2.ref} = 37.062\text{deg}$$

$$\tau_{abs.ref} := \exp\left(\frac{-\kappa \cdot e_g}{\cos(\theta_{2.ref})}\right) = 0.882$$

Componente perpendicular

Componente paralela

$$r_{per.ref} := \left(\frac{\sin(\theta_{2.ref} - \theta_{1.ref})}{\sin(\theta_{2.ref} + \theta_{1.ref})}\right)^2 \quad r_{par.ref} := \left(\frac{\tan(\theta_{2.ref} - \theta_{1.ref})}{\tan(\theta_{2.ref} + \theta_{1.ref})}\right)^2$$



$$\tau_{\text{ref.ref}} := \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - r_{\text{par.ref}}}{1 + r_{\text{par.ref}}} + \frac{1 - r_{\text{per.ref}}}{1 + r_{\text{par.ref}}} \right) = 0.935$$

$$\tau_{\text{ref}} := \tau_{\text{abs.dif}} \cdot \tau_{\text{ref.dif}} = 0.831$$

Cálculo de la absorbancia:

$$a_{\text{g.D}} := 1 - \tau_{\text{abs.D}} \quad a_{\text{g.dif}} := 1 - \tau_{\text{abs.dif}} \quad a_{\text{g.ref}} := 1 - \tau_{\text{abs.ref}}$$

Irradiancia total que llega al colector (W/m^2):

$$\tau I_T := \tau_D \cdot I_{TD} + \tau_{\text{dif}} \cdot I_{Tdif} + \tau_{\text{ref}} \cdot I_{Tref} = 943.481$$

Irradiancia que absorbe el cristal (W/m^2):

$$I_{a_g.T} := a_{\text{g.D}} \cdot I_{TD} + a_{\text{g.dif}} \cdot I_{Tdif} + a_{\text{g.ref}} \cdot I_{Tref} = 128.217$$

3. BALANCE ENERGÉTICO

Se presenta un sistema de 12 ecuaciones con 12 incógnitas que corresponden a las temperaturas de la placa, cristal, aislante y aire a la salida del colector en ambos canales, velocidades de las cuatro capas límite (dos por canal), coeficientes de convección en la placa, aislante y en el cristal.

En este caso el sistema no incluye el espesor de las capas límite, pues se considera que, por tratarse de canales muy estrechos, ambas capas límite alcanzan la pared de enfrente, ocupando todo el ancho del canal.

El subíndice 1 corresponde siempre al canal superior, mientras que el 2 corresponde al inferior.

3.1 DATOS DE ENTRADA AL SISTEMA

Área del cristal (m^2):	$A_g := L \cdot W = 3$
Área de paso de la corriente (m^2):	$A_{\text{gap1}} := s_1 \cdot W = 0.053 \quad A_{\text{gap2}} := s_2 \cdot W = 0.053$
Área vertical de las paredes (m^2):	$A_{\text{wv1}} := s_1 \cdot L = 0.07 \quad A_{\text{wv2}} := s_2 \cdot L = 0.07$
Área horizontal de las paredes (m^2):	$A_{\text{wh}} := e_w \cdot L = 0.07$
Área de la placa (m^2):	$A_{\text{bw}} := A_g - 2 \cdot A_{\text{wh}} = 2.86$
Área del aislante (m^2):	$A_{\text{ais}} := L \cdot W$
Constante de Boltzman ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$):	$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8}$

Coeficiente de convección exterior, por efecto del viento ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$): $h := 5.7 + 3.4 v = 6.739$

Coeficientes globales de transferencia de calor a través de las paredes, calor procedente de la corriente de aire: ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$):

$$U_{\text{wh}} := \frac{1}{\frac{e_w}{k_w} + \frac{1}{h}} = 6.731$$



Coeficiente global de transferencia de calor
a través del cristal ($W/m^2 \cdot K$):

$$U_g := \frac{1}{\frac{e_g}{k_g} + \frac{1}{h}} = 6.313$$

Coeficiente global de transferencia
de calor a través de las paredes,
desde la placa hacia el cristal:
($W/m^2 \cdot K$)

$$U_{wv1} := \frac{1}{\frac{s_1}{k_w} + \frac{e_g}{k_g} + \frac{1}{h}} \quad U_{wv2} := \frac{1}{\frac{s_2}{k_w} + \frac{e_g}{k_g} + \frac{1}{h}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor a través
del aislante ($W/m^2 \cdot K$):

$$U_{ais} := \frac{1}{\frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{1}{h}} = 6.083$$

Coeficiente de expansión térmica ($1/K$):

$$\beta := \frac{1}{300}$$

Absorbancia de la placa:

$$abs := 0.95$$

3.2 INCÓGNITAS

Se les asigna un valor de prueba para la resolución del sistema

Espesor de la capa límite adherida al cristal (m)

$$\delta_g := s_1$$

Espesor de la capa límite adherida a la placa (m)

$$\delta_{bw1} := s_1 \quad \delta_{bw2} := s_2$$

Espesor de la capa límite adherida al aislante (m)

$$\delta_{ais} := s_2$$

Temperatura de la placa (K):

$$T_{bw} := 340$$

Temperatura del cristal (K):

$$T_g := 310$$

Temperatura de salida (K):

$$T_{out1} := 305 \quad T_{out2} := 307$$

Temperatura del aislante (K):

$$T_{ais} := 305$$

Velocidad media del aire pegado al cristal (m/s):

$$u_g := 0.5$$

Velocidad media del aire pegado a la placa (m/s)

$$u_{bw1} := 0.5 \quad u_{bw2} := 0.5$$

Velocidad media del aire pegado al aislante (m/s)

$$u_{ais} := 0.5$$

Coeficiente de convección entre la placa y el aire ($W/m^2 \cdot K$):

$$h_{bw1} := 5 \quad h_{bw2} := 5$$

Coeficiente de convección entre el cristal y el aire ($W/m^2 \cdot K$):

$$h_g := 10$$

Coeficiente de convección entre el aislante y en aire ($W/m^2 \cdot K$):

$$h_{ais} := 5$$

3.3 SISTEMA

Dado

ECUACIÓN 1: Balance energético en la placa:

$$\begin{aligned} abs \cdot \tau I_T \cdot A_g = & h_{bw1} \cdot A_{bw} \cdot \left[\frac{[(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out1})]}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out1})} \right]} \right] \dots \\ & + h_{bw2} \cdot A_{bw} \cdot \left[\frac{[(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out2})]}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out2})} \right]} \right] \dots \\ & + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_{ais}^4) \dots \\ & + U_{wv2} \cdot 2 \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) + U_{wv1} \cdot 2 \cdot A_{wh} \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \end{aligned}$$



ECUACIÓN 2: Balance energético en el cristal:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_g^4) + I_{a,g} \cdot T = h_g \cdot \left[\frac{[(T_g - T_0) - (T_g - T_{out1})]}{\ln \left[\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out1})} \right]} \right] + U_g \cdot (T_g - T_{amb})$$

ECUACIÓN 3: Balance energético en el aislante:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{bw}^4 - T_{ais}^4) = h_{ais} \cdot \left[\frac{[(T_{ais} - T_0) - (T_{ais} - T_{out2})]}{\ln \left[\frac{(T_{ais} - T_0)}{(T_{ais} - T_{out2})} \right]} \right] + U_{ais} \cdot (T_{ais} - T_{amb})$$

ECUACIÓN 4: Balance energético en la corriente de aire en el canal de arriba:

$$h_{bw1} \cdot A_{bw} \cdot \frac{(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out1})}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out1})} \right]} \dots = C_{p,air} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{bw1} \cdot \delta_{bw1} + u_g \cdot \delta_g) \cdot W \cdot (T_{out1} - T_0) \dots$$

$$+ U_{wh} \cdot 2A_{wv1} \cdot \frac{(T_{amb} - T_0) - (T_{amb} - T_{out1})}{\ln \left[\frac{(T_{amb} - T_0)}{(T_{amb} - T_{out1})} \right]}$$

$$+ h_g \cdot A_g \cdot \frac{(T_g - T_0) - (T_g - T_{out1})}{\ln \left[\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out1})} \right]}$$

ECUACIÓN 5: Balance energético en la corriente de aire en el canal de abajo:

$$h_{bw2} \cdot A_{bw} \cdot \frac{(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out2})}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out2})} \right]} \dots = C_{p,air} \cdot \rho_{air} \cdot (u_{bw2} \cdot \delta_{bw2} + u_{ais} \cdot \delta_{ais}) \cdot W \cdot (T_{out2} - T_0) \dots$$

$$+ U_{wh} \cdot 2A_{wv2} \cdot \frac{(T_{amb} - T_0) - (T_{amb} - T_{out2})}{\ln \left[\frac{(T_{amb} - T_0)}{(T_{amb} - T_{out2})} \right]}$$

$$+ h_{ais} \cdot A_{ais} \cdot \frac{(T_{ais} - T_0) - (T_{ais} - T_{out2})}{\ln \left[\frac{(T_{ais} - T_0)}{(T_{ais} - T_{out2})} \right]}$$

ECUACIÓN 6. Velocidad de la capa límite asociada a la placa en el canal de arriba:

$$u_{bw1} = \left[9.8 \cdot \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \left[\frac{[(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out1})]}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out1})} \right]} \right] \right]^{\frac{1}{2}}$$

ECUACIÓN 7. Velocidad de la capa límite asociada a la placa en el canal de abajo:

$$u_{bw2} = \left[9.8 \cdot \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \left[\frac{[(T_{bw} - T_0) - (T_{bw} - T_{out2})]}{\ln \left[\frac{(T_{bw} - T_0)}{(T_{bw} - T_{out2})} \right]} \right] \right]^{\frac{1}{2}}$$



ECUACIÓN 8. Velocidad de la capa límite asociada al cristal:

$$u_g = \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \frac{\left[(T_g - T_0) - (T_g - T_{out1}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_g - T_0)}{(T_g - T_{out1})} \right]} \right]^{\frac{1}{2}}$$

ECUACIÓN 9. Velocidad de la capa límite asociada al aislante:

$$u_{ais} = \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot L \cdot \beta \cdot \frac{\left[(T_{ais} - T_0) - (T_{ais} - T_{out2}) \right]}{\ln \left[\frac{(T_{ais} - T_0)}{(T_{ais} - T_{out2})} \right]} \right]^{\frac{1}{2}}$$

ECUACIÓN 10. Coeficiente de convección entre el cristal y el aire:

$$h_g = \frac{k_{air}}{s_1} \cdot 0.645 \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_g - T_{amb}) \cdot s_1^3 \cdot \frac{s_1}{L} \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

ECUACIÓN 11. Coeficiente de convección entre la placa y el aire, canal de arriba

$$h_{bw1} = \frac{k_{air}}{s_1} \cdot 0.645 \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \cdot s_1^3 \cdot \frac{s_1}{L} \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

ECUACIÓN 12. Coeficiente de convección entre la placa y el aire, canal de abajo:

$$h_{bw2} = \frac{k_{air}}{s_2} \cdot 0.645 \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \cdot s_2^3 \cdot \frac{s_2}{L} \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

ECUACIÓN 13. Coeficiente de convección entre el aislante y el aire

$$h_{ais} = \frac{k_{air}}{s_2} \cdot 0.645 \left[9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{ais} - T_{amb}) \cdot s_2^3 \cdot \frac{s_2}{L} \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} \right]^{\frac{1}{4}}$$

ECUACIÓN 14. Espesor de capa límite asociada al cristal:

$$\delta_g = L \cdot 4.92 \left(\frac{L \cdot u_g}{v_{air}} \right)^{\frac{-1}{2}}$$

ECUACIÓN 15. Espesor de capa límite asociada a la placa por arriba:

$$\delta_{bw1} = L \cdot 4.92 \left(\frac{L \cdot u_{bw1}}{v_{air}} \right)^{\frac{-1}{2}}$$



ECUACIÓN 16: Espesor de capa límite asociada a la placa por abajo:

$$\delta_{bw2} = L \cdot 4.92 \left(\frac{L \cdot u_{bw2}}{v_{air}} \right)^{\frac{-1}{2}}$$

ECUACIÓN 17: Espesor de capa límite asociada al aislante:

$$\delta_{ais} = L \cdot 4.92 \left(\frac{L \cdot u_{bw1}}{v_{air}} \right)^{\frac{-1}{2}}$$

$$M := \text{Minerr}(T_{out1}, T_{out2}, T_{bw}, T_{ais}, T_g, u_{ais}, u_g, u_{bw1}, u_{bw2}, h_g, h_{bw1}, h_{bw2}, h_{ais}, \delta_g, \delta_{bw2}, \delta_{bw1}, \delta_{ais})$$

$$M := \text{Re}(M)$$

	0			
0	308.877			
1	309.369			
2	384.461			
3	342.571			
4	348.636			
5	1.136			
6	1.224			
7	1.635			
8	1.633			
9	3.237	$T_{out1} := M_0 = 308.877$	$u_{ais} := M_5 = 1.136$	$h_g := M_9 = 3.237$
10	3.655	$T_{out2} := M_1 = 309.369$	$u_g := M_6 = 1.224$	$h_{bw1} := M_{10} = 3.655$
11	3.655	$T_{bw} := M_2 = 384.461$	$u_{bw1} := M_7 = 1.635$	$h_{bw2} := M_{11} = 3.655$
12	3.147	$T_{ais} := M_3 = 342.571$	$u_{bw2} := M_8 = 1.633$	$h_{ais} := M_{12} = 3.147$
13	0.026	$T_g := M_4 = 348.636$	$\delta_g := M_{13}$	$\delta_{bw2} := M_{14}$
14	0.022		$\delta_{ais} := M_{16}$	$\delta_{bw1} := M_{15}$
15	...			

5. CÁLCULO DEL RESTO DE PARÁMETROS DE LA CORRIENTE

5.1 CAPA LÍMITE EN LA PLACA

Número de Reynolds:

$$Re_{bw1} := \frac{L \cdot u_{bw1}}{v_{air}} = 1.95832 \times 10^5 \quad Re_{bw2} := \frac{L \cdot u_{bw2}}{v_{air}} = 1.95522 \times 10^5$$

Espeosr capa límite
térmica:

$$\delta_{t,bw1} := \frac{L}{0.33 Re_{bw1}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} = 0.015 \quad \delta_{t,bw2} := \frac{L}{0.33 Re_{bw2}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} = 0.015$$



Espesor capa límite dinámica: $\delta_{bw1} := L \cdot 4.92 \cdot Re_{bw1}^{-\frac{1}{2}} = 0.022$ $\delta_{bw2} := L \cdot 4.92 \cdot Re_{bw2}^{-\frac{1}{2}} = 0.022$

Número de Rayleigh: $Ra_{bw1.s} := 9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \cdot s_1^3 \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} = 1.664 \times 10^5$

$Ra_{bw2.s} := 9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \cdot s_2^3 \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} = 1.664 \times 10^5$

5.2 CAPA LÍMITE EN EL CRISTAL

Número de Reynolds: $Re_g := \frac{L \cdot u_g}{v_{air}} = 1.466413 \times 10^5$

Capa límite térmica: $\delta_{t.g} := \frac{L}{\frac{1}{0.33 \cdot Re_g^2} \cdot \frac{1}{Pr^3}} = 0.018$

Capa límite dinámica: $\delta_{ais} := L \cdot 4.92 \cdot Re_g^{-\frac{1}{2}} = 0.026$

Número de Rayleigh: $Ra_{g.s} := 9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_g - T_{amb}) \cdot s_1^3 \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} = 1.023 \times 10^5$

5.3 CAPA LÍMITE EN EL AISLANTE

Número de Reynolds: $Re_{ais} := \frac{L \cdot u_{ais}}{v_{air}} = 1.360567 \times 10^5$

Capa límite térmica: $\delta_{t.ais} := \frac{L}{\frac{1}{0.33 \cdot Re_{ais}^2} \cdot \frac{1}{Pr^3}} = 0.018$

Capa límite dinámica: $\delta_{ais} := L \cdot 4.92 \cdot Re_{ais}^{-\frac{1}{2}} = 0.027$

Número de Rayleigh: $Ra_{ais.s} := 9.8 \sin(\alpha) \cdot \beta \cdot (T_{ais} - T_{amb}) \cdot s_2^3 \cdot \frac{Pr}{(v_{air})^2} = 9.143 \times 10^4$

6. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR:

$$\eta := \begin{cases} \frac{\Delta T_1 := T_{out1} - T_0}{Cp_{air} \cdot \rho_{air} \cdot W \cdot \left[(u_{bw1} \cdot \delta_{bw1} + u_g \cdot \delta_g) \cdot \Delta T_1 + (u_{bw2} \cdot \delta_{bw2} + u_{ais} \cdot \delta_{ais}) \cdot \Delta T_2 \right]} \cdot I_T \cdot L \cdot W} & \text{if } I_T > 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\eta = 0.7734$



7. HUMEDAD

Humedad ambiente	$HR = 0.17$
Temperatura ambiente (K)	$T_{amb} = 291.5$
Temperatura de salida del colector (K)	$T_{out1} = 308.877 \quad T_{out2} = 309.369$
Presión saturación referencia (Pa)	$P_{s.ref} := 3170$
Temperatura de referencia (K)	$T_{ref} := 298$
Entalpía de cambio de fase (J/kg):	$h_{lv} := 2442.4$
Masa molar vapor (kg/kmol)	$M_v := 18$
Constante de los gases (J/kmol·K)	$R_v := 8.31$
Presión de saturación ambiente (Pa):	$P_{s.amb} := P_{s.ref} \cdot \exp \left[- \left(\frac{h_{lv} \cdot M_v}{R_v} \right) \cdot \left(\frac{1}{T_{amb}} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \right]$
Presión de saturación a la salida del colector (Pa):	$P_{s.out1} := P_{s.ref} \cdot \exp \left[- \left(\frac{h_{lv} \cdot M_v}{R_v} \right) \cdot \left(\frac{1}{T_{out1}} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \right]$
	$P_{s.out2} := P_{s.ref} \cdot \exp \left[- \left(\frac{h_{lv} \cdot M_v}{R_v} \right) \cdot \left(\frac{1}{T_{out2}} - \frac{1}{T_{ref}} \right) \right]$
Humedad relativa a la salida del colector	$HR_{out1} := HR \cdot \frac{P_{s.amb}}{P_{s.out1}} = 0.061$
	$HR_{out2} := HR \cdot \frac{P_{s.amb}}{P_{s.out2}} = 0.06$

8. RESULTADOS

Temperatura a la salida de la corriente canal de arriba (°C):	$T_{out1} := T_{out1} - 273 = 35.877$
Temperatura a la salida de la corriente canal de abajo (°C):	$T_{out2} := T_{out2} - 273 = 36.369$
Temperatura de la placa (°C):	$T_{bw} := T_{bw} - 273 = 111.461$
Temperatura del cristal (°C):	$T_g := T_g - 273 = 75.636$
Temperatura del aislante (°C):	$T_{ais} := T_{ais} - 273 = 69.571$
Coeficiente de convección en la placa, arriba (W/K·m²):	$h_{bw1} = 3.655$
Coeficiente de convección en la placa, abajo (W/K·m²):	$h_{bw2} = 3.655$
Coeficiente de convección en el cristal (W/K·m²):	$h_g = 3.237$
Coeficiente de convección en el aislante (W/K·m²):	$h_{ais} = 3.147$
Velocidad de la capa límite en la placa, arriba (m/s):	$u_{bw1} = 1.635$
Velocidad de la capa límite en la placa, abajo (m/s):	$u_{bw2} = 1.633$
Velocidad de la capa límite en el cristal (m/s):	$u_g = 1.224$
Velocidad de la capa límite en el aislante (m/s):	$u_{ais} = 1.136$



Espesor de la capa límite hidrodinámica en la placa, arriba (m):	$\delta_{bw1} = 0.022$
Espesor de la capa límite térmica en la placa, arriba (m):	$\delta_{t,bw1} = 0.015$
Espesor de la capa límite hidrodinámica en el cristal (m):	$\delta_g = 0.026$
Espesor de la capa límite térmica en el cristal (m):	$\delta_{t,g} = 0.018$
Espesor de la capa límite hidrodinámica en la placa, abajo (m):	$\delta_{bw2} = 0.022$
Espesor de la capa límite térmica en la placa, abajo (m):	$\delta_{t,bw2} = 0.015$
Espesor de la capa límite hidrodinámica en el aislante (m):	$\delta_{ais} = 0.027$
Espesor de la capa límite térmica en el aislante (m):	$\delta_{t,ais} = 0.018$
Número de Reynolds de la corriente de la placa, arriba:	$Re_{bw1} = 1.958 \times 10^5$
Número de Reynolds de la corriente del cristal:	$Re_g = 1.466 \times 10^5$
Número de Reynolds de la corriente de la placa, abajo:	$Re_{bw2} = 1.955 \times 10^5$
Número de Reynolds de la corriente del aislante:	$Re_{ais} = 1.361 \times 10^5$
Número de Rayleigh de la corriente de la placa, arriba:	$Ra_{bw1,s} = 1.664 \times 10^5$
Número de Rayleigh de la corriente del cristal:	$Ra_{g,s} = 1.023 \times 10^5$
Número de Rayleigh de la corriente de la placa, abajo:	$Ra_{bw2,s} = 1.664 \times 10^5$
Número de Rayleigh de la corriente del aislante:	$Ra_{ais,s} = 9.143 \times 10^4$
Humedad relativa de la corriente a la salida del colector, arriba:	$HR_{out1} = 0.061$
Humedad relativa de la corriente a la salida del colector, abajo:	$HR_{out2} = 0.06$
RENDIMIENTO DEL COLECTOR:	$\eta = 0.7734$

ANEXO 7: PLANOS DEL NUEVO COLECTOR

PERFIL

ALZADO

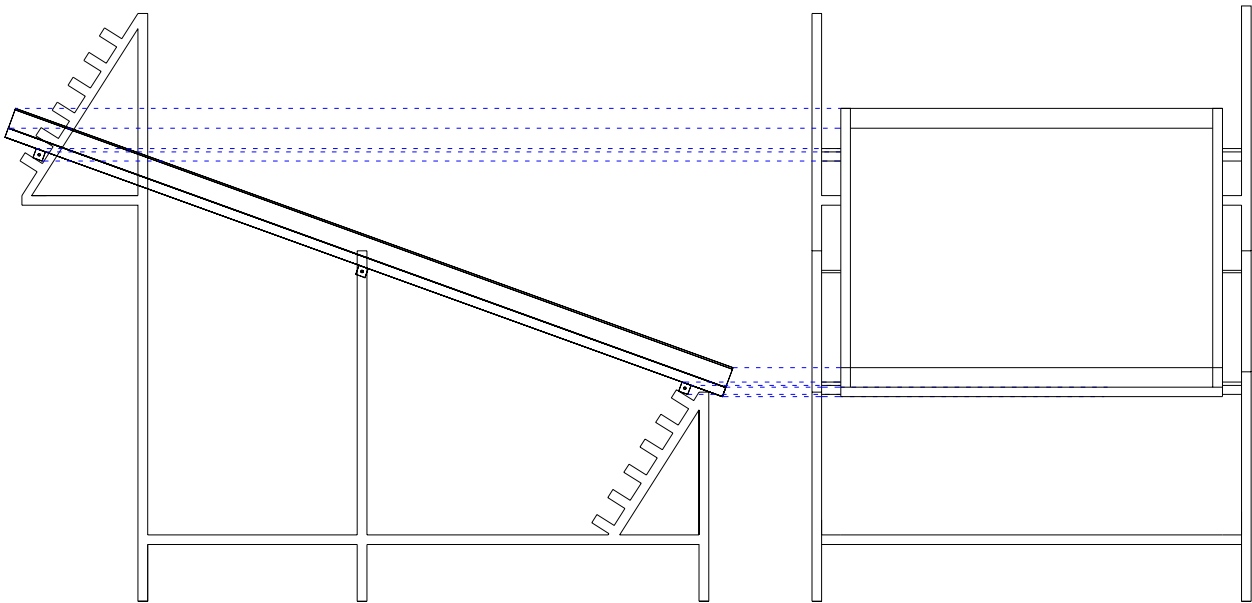


Figura 101: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 20°

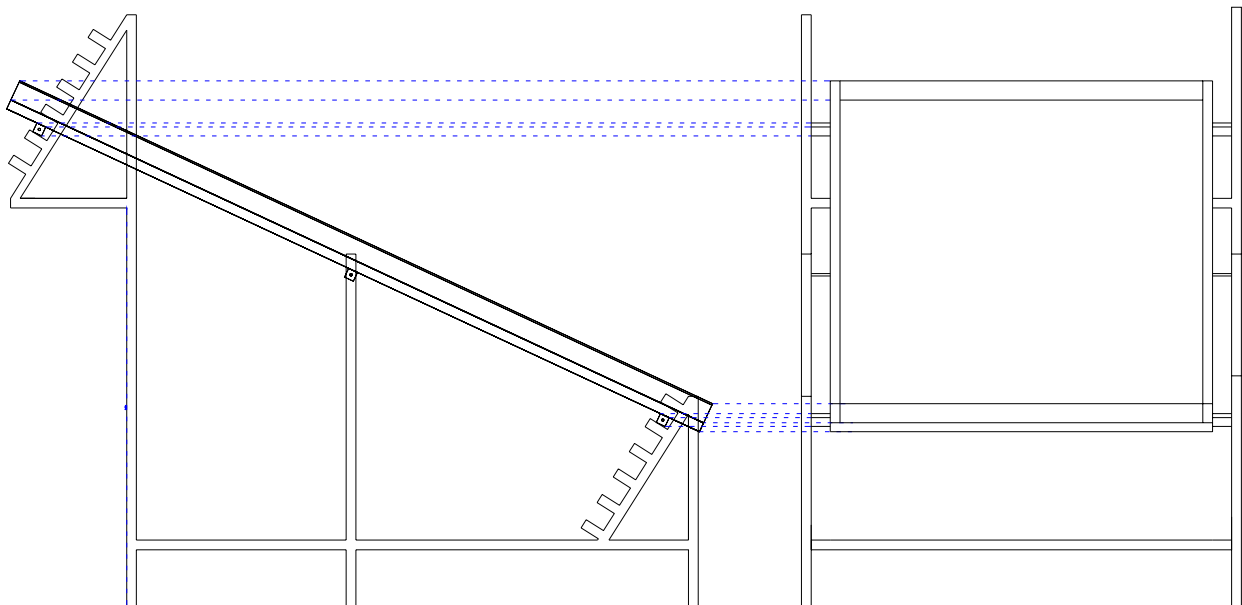


Figura 102: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 25°

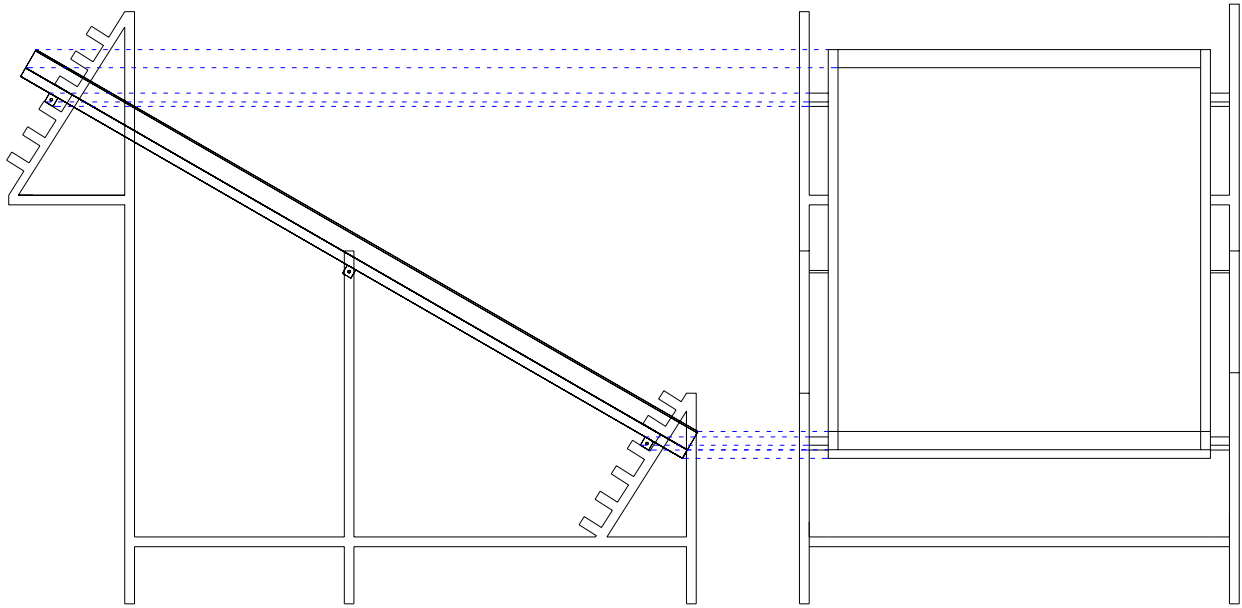


Figura 103: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 30°

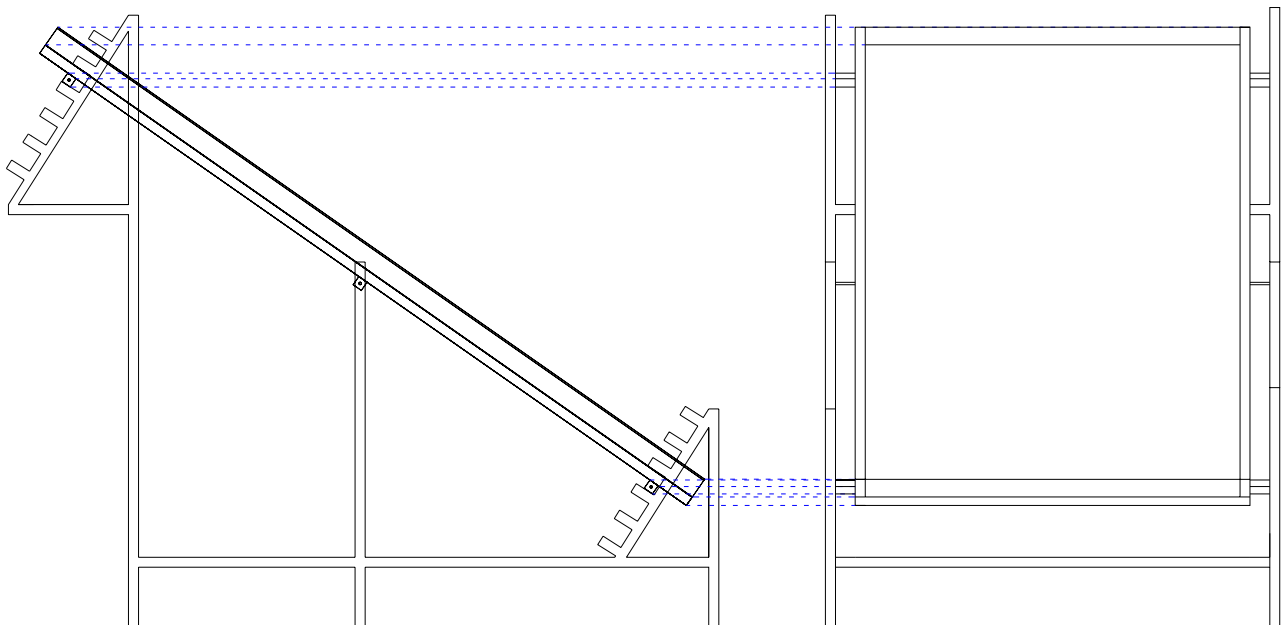


Figura 104: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 35°

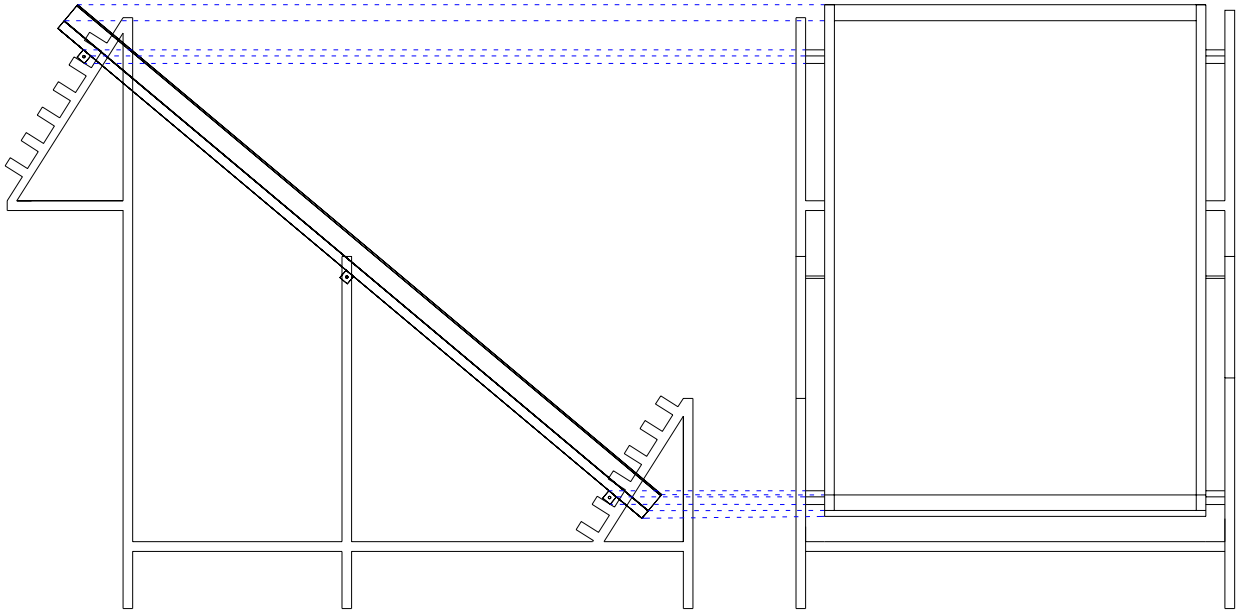


Figura 105: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 40°

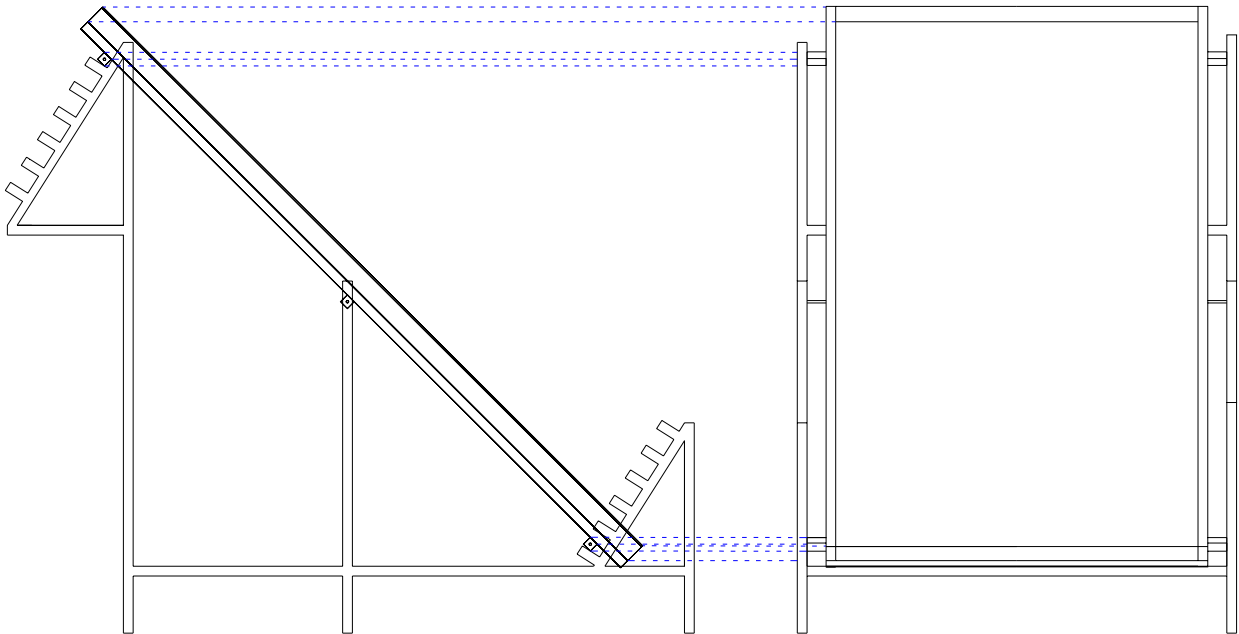


Figura 106: Perfil y alzado del nuevo colector para un ángulo de 45°

ANEXO 8: FOTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL NUEVO SECADERO



Figura 107: Soldadura de las patas de la estructura



Figura 110: Ensamblaje de las patas de la estructura



Figura 108: Estructura a medio montaje



Figura 111: Soldadura de los soportes del colector



Figura 109: Estructura completa del colector



Figura 112: Inicio de montaje del colector



Figura 113: Tabla que contendrá a la placa



Figura 115: Placa y una de las paredes del canal



Figura 114: Colector montado al completo



Figura 116: Colector montado al completo



Figura 117: Perfil del colector montado al completo



12 GLOSARIO

A Área	H_D Irradiación total diaria directa
abs Absorbancia de la placa	H_{dif} Irradiación total diaria difusa
A_{bw} Área placa	H_0 Irradiación total diaria extraterrestre
A_{ais} Área aislante	I Radiación instantánea
A_g Área cristal	I_D Radiación directa
a_g Absorbancia del cristal	I_{dif} Radiación difusa
a_{gD} Componente directa de la absorbancia del cristal	I_T Radiación total
$a_{g dif}$ Componente difusa de la absorbancia del cristal	k Conductividad térmica
$a_g I_T$ Radiación total absorbida por el cristal	k_{ais} Conductividad térmica aislante
$a_{g ref}$ Componente reflejada de la absorbancia del cristal	k_g Conductividad térmica cristal
A_w Área paredes	k_T Índice de claridad atmosférico
A_{wh} Área horizontal pared	k_w Conductividad térmica paredes
A_{wv} Área vertical pared	L Longitud
c Velocidad de la luz en el vacío	L_0 Longitud geográfica en grados
CH Contenido de humedad en madera	L_{std} Longitud geográfica en grados al meridiano de referencia
Cp_{air} Calor específico aire	\dot{m} Caudal másico
D Diámetro	M Masa molar
e_{ais} Espesor del aislante	M_{va} Relación masas vapor- aire
e_g Espesor del cristal	n Día del año. Número de moles
e_w Espesor de las paredes	N Número de medidas
E_n Excentricidad de la Tierra	Nu Número de Nusselt
g Aceleración de la gravedad	N_w Velocidad de secado
G_0 Potencia solar incidente sobre un ángulo horizontal	N_{wc} Velocidad de secado constante
G_{0n} Constante solar	p Presión
Gr Número de Grashof	p_{hum} Peso de la madera húmeda
h Coeficiente de convección	p_{anh} Peso de la madera seca
h_{ais} Coeficiente de convección entre el aislante y el aire	P Presión
h_{bw} Coeficiente de convección entre la placa y el aire	Pr Número de Prandtl
h_{ext} Coeficiente de convección exterior	q' Flujo de calor
h_g Coeficiente de convección entre el cristal y el aire	q'' Flujo de calor por unidad de área
h_p Constante de Plank	Q Energía en forma de calor
H Irradiación total diaria	r Distancia entre Sol y Tierra
	R Constante de los gases. Resistencia a la transferencia de calor
	r_0 Distancia media Sol- Tierra
	Ra Número de Rayleigh
	R_b Coeficiente de radiación directa
	r_{dif} Relación radiación difusa – irradiación difusa
	Re Número de Reynolds



r_g Factor de reflectancia de los alrededores
 r_t Relación radiación- irradiación
 $r_{||}$ Componente paralela de la radiación no polarizada
 r_{\perp} Componente perpendicular de la radiación no polarizada
 s Sección del canal
 S Separación entre placas
 T Temperatura
 T_{ais} Temperatura
 T_{bw} Temperatura de la placa
 T_{dif} Diferencia de temperaturas entre ambiente y entrada
 T_g Temperatura bulbo seco aire
 T_0 Temperatura inicial. Temperatura de entrada al colector
 T_{out} Temperatura salida del colector
 T_R Temperatura de rocío
 T_s Temperatura de la superficie
 T_{wb} Temperatura de bulbo húmedo.
 T_{∞} Temperatura externa al sistema
 u Velocidad de la corriente
 u_{ais} Velocidad de la corriente
 U_{ais} Coeficiente global de transferencia de calor a través del aislante
 U_{bw} Coeficiente global de transferencia de calor desde la placa hasta el aire exterior a través del aislante
 U_g Coeficiente global de transferencia de calor a través del cristal
 U_{wh} Coeficiente global de transferencia de calor a través de las paredes
 U_{wv} Coeficiente global de transferencia de calor a través de la pared y el cristal hasta el aire exterior
 u_g Velocidad capa límite cristal
 u_{wb} Velocidad capa límite placa
 u_{∞} Velocidad fuera del sistema
 v Velocidad del viento
 \vec{v} Campo de velocidades
 w Humedad absoluta
 W Anchura del colector
 x Coordenada cartesiana. Relación de humedad
 X Fracción molar. Contenido en humedad

de la madera
 X_{cr} Contenido en humedad crítico
 X_e Contenido en humedad del ambiente
 y Coordenada cartesiana

SUBÍNDICES

0 Inicial. Entrada. Extraterrestre
 1 Canal de arriba
 2 Canal de abajo
 a Aire seco
 air Aire
 ais Aislante
 anh Anhidro. Seco
 ab Canal de abajo
 arr Canal de arriba
 bw Placa. Cuerpo negro
 c Crítico
 cr Crítico
 D Directa
 dif Diferencia. Difusa
 f Fluido
 g Cristal. Bulbo seco aire
 hum Húmedo
 LM Logarítmico medio
 ref Reflejada
 s Superficie sólida. Saturación
 v vapor
 w Pared
 wb Bulbo húmedo.
 wh Pared dirección horizontal
 wv Pared dirección vertical
 ∞ Fluido que no se ve afectado por el sistema

LETRAS GRIEGAS

α Ángulo del colector
 α_f Difusividad térmica del fluido
 α_s Altura solar
 β Coeficiente de expansión térmica
 γ_s Ángulo acimutal
 δ Declinación de la Tierra. Espesor de capa límite hidrodinámica
 δ_{bw} Espesor capa límite hidrodinámica en la placa
 δ_g Espesor capa límite hidrodinámica en el cristal



δ_t	Espesor de capa límite térmica
ε	Emitancia
ϕ	Latitud
Φ	Humedad relativa
κ	Coefficiente de extinción del cristal
λ	Longitud de onda. Longitud del intervalo
Γ	Día del año en radianes
μ	Viscosidad dinámica
η	Rendimiento
η_{air}	Coefficiente refracción del aire
$\eta_{cristal}$	Coefficiente refracción cristal
ρ	Densidad
σ	Constante de Stefan- Boltzmann
θ_1	Ángulo de incidencia
θ_2	Ángulo de refracción
θ_z	Ángulo cenital
τ	Transmitancia cristal
$\tau_{abs D}$	Radiación transmitida frente a la incidente teniendo en cuenta solo pérdidas de absorción
τ_D	Componente directa de la transmitancia
τ_{dif}	Componente difusa de la transmitancia
τ_{ref}	Componente reflejada de la transmitancia
\mathcal{I}_T	Potencia total que llega a la placa
$\tau_{ref D}$	Radiación transmitida frente a la incidente sin polarizar teniendo en cuenta sólo pérdidas por reflexión
ν	Viscosidad cinemática
ν_{air}	Viscosidad cinemática aire
ω	Ángulo horario
ω_s	Ángulo de salida y puesta de sol



13 BIBLIOGRAFÍA

- A. Fudholi, K. Sopian, M.H. Ruslan, M.A. Alghoul, M.Y. Sulaiman. "Review of solar dryers for agricultural and marine products" 2009
- Apuntes de Marcelo Millán de la asignatura Energías Renovables
- Azevedo, L. F. A. y E. M. Sparrow, "Natural Convection in Open- Ended Inclined Channels", *J. Heat Transfer*. 107, 893, 1985
- Bar- Cohen, A. y W. M. Rohsenow, "Thermally Optimum Spacing of Vertical Natural Convection Cooled, Parallel Plates". *J. Heat Transfer*, 106, 116, 1984
- Blasius, H., "The Boundary Layers in Fluids with Little Friction" 1908
- Churchill, S. W. y H. H. S. Chu, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate". *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18, 1323, 1975
- Churchill, S. W. y H. H. S. Chu, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder". *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18, 1049, 1975
- Churchill, S. W. y H. H. S. Chu, "Free Convection Around Inmerse Bodies". *Heat Exchange Design Handbook*, sección 2.5.7, Hemisphere Publishing, Nueva York, 1983
- Documento de Estrategia País. Nicaragua. 2005-2008
- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, second ed. Wiley-Interscience, New York, pp. 3–146
- E.P. Sakonidou, T.D. Karapantsios , A.I. Balouktsis, D. Chassapis. Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow. 2007
- Goldstein, R. J., E. M, Sparrow y D. C. Jones, "Natural Convection Mass Transfer Adjacent to Horizontal Plates" *Int. J Heat Mass Transfer*, 16, 1025, 1973
- Incropera, F. P. y De Witt, D. P. "Fundamentals of heat and Mass Transfer" 1996.
- Liu, B.Y.H., Jordan, R.C., 1963. The long term average performance of flat plate solar energy collectors. *Solar Energy* 7, 53–74.



- N. Onur y M. K. Akta. "An experimental study on the effect of opposing wall on natural convection along an inclined hot plate facing downward". *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 3, pp. 389-397, 1998
- O. V. Ekechukwu, B. Norton. "Review of solar energy drying systems II: an overview of solar drying technology. 1997
- O. V. Ekechukwu, B. Norton. "Review of solar energy drying systems III: low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications" 1997
- Rich B. R., "An Investigation of Heat Transfer from an Inclined Flat Plate in Free Convection". *Trans, ASME*, 75, 489, 1953.
- Sukhatme, S.P., 1984. *Solar Energy: Principles of Thermal Collection and Storage*. McGraw-Hill, New Delhi, pp. 58–82.
- Universitat Politècnica de Catalunya. "Master en Energía para el Desarrollo Sostenible" Módulo 4: Energía Solar Térmica
- III Plan Director de la Cooperación Española 2009- 2012
- http://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:EM_Spectrum_Properties_es.svg
Consultada en marzo 2011
- http://116_x_secado_tradicional_de_eucalipto_gotttert.pdf
- <http://hdrstats.undp.org/es/paises/perfiles/NIC.html> Consultada en marzo 2011
- <http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/> Consultada entre los meses de octubre 2010 y marzo 2011.
- <http://www.parkets.net/datostecnicos/datos2.htm> Consultada en marzo 2011